

TUGAS AKHIR - TM 141585

**RANCANG BANGUN DAN ANALISIS KARAKTERISTIK
DINAMIS *ATMOSPHERIC PRESSURE SHOCK*
ABSORBER (APSA) DENGAN DIAMETER SILINDER
60 MM DAN DIAMETER *ORIFICE* 1 MM PADA
KENDARAAN ANGKUT**

BIMA ADISETYA PUTRA
NRP 2113 100 019

Dosen Pembimbing
Dr.Eng. Harus Laksana Guntur, S.T., M.Eng.

DEPARTEMEN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA 2018



TUGAS AKHIR – TM141585

**RANCANG BANGUN DAN ANALISIS
KARAKTERISTIK DINAMIS *ATMOSPHERIC
PRESSURE SHOCK ABSORBER* (APSA) DENGAN
DIAMETER SILINDER 60 MM DAN DIAMETER
ORIFICE 1 MM PADA KENDARAAN ANGKUT**

BIMA ADISETYA PUTRA
NRP. 2113 100 019

Dosen Pembimbing:
Dr. Harus Laksana Guntur ST., M.Eng.

PROGRAM SARJANA
JURUSAN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA 2018



FINAL PROJECT – TM141585

**DESIGNING AND ANALYSIS DYNAMICS
CHARACTERISTICS OF ATMOSPHERIC SHOCK
ABSORBER (APSA) WITH 60 MM CYLINDER
DIAMETER AND 1 MM ORIFICE DIAMETER IN
LIGHT TRUCK**

BIMA ADISETYA PUTRA
NRP. 2113 100 019

Advisory Lecturer
Dr. Harus Laksana Guntur ST., M.Eng.

BACHELOR PROGRAM
DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING
FACULTY OF INDUSTRIAL TECHNOLOGY
SEPULUH NOPEMBER INSTITUTE OF TECHNOLOGY
SURABAYA 2018

**RANCANG BANGUN DAN ANALISIS
KARAKTERISTIK DINAMIS *ATMOSPHERIC
PRESSURE SHOCK ABSORBER* (APSA) DENGAN
DIAMETER SILINDER 60 MM DAN DIAMETER
ORIFICE 1 MM PADA KENDARAAN ANGKUT**

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
pada
Program Studi S-1 Departemen Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

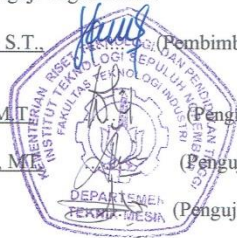
Oleh :

BIMA ADISETYA PUTRA

NRP. 2113 100 019

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Dr.Eng. Harus Laksana Guntur, S.T.,
M.Eng. (Pembimbing)
NIP. 197505111999031001
2. Dr. Wiwiek Hendrowati, S.T., M.T. (Penguji I)
NIP. 197004121997032003
3. Aida Annisa Amin Daman, ST., MT. (Penguji II)
NIP. 198907052015042005
4. Moch. Solichin, ST., MT. (Penguji III)
NIP. 198908172015041003



SURABAYA

JANUARI, 2018

**RANCANG BANGUN DAN ANALISIS
KARAKTERISTIK DINAMIS ATMOSPHERIC
PRESSURE SHOCK ABSORBER (APSA) DENGAN
DIAMETER SILINDER 60 MM DAN DIAMETER
ORIFICE 1 MM PADA KENDARAAN ANGKUT**

Nama : Bima Adisetia Putra
NRP : 2113100019
Jurusan : Teknik Mesin ITS
Dosen Pembimbing : Dr. Eng. Harus Laksana Guntur, ST.
M. Eng.

Abstrak

Berdasarkan data dari The Association of Indonesia Automotive Industries (GAIKINDO) pertumbuhan mobil di Indonesia terus meningkat. Hal ini tentunya juga diimbangi dengan kebutuhan akan suku cadang kendaraan juga akan terus meningkat. Salah satu suku cadang yang krusial adalah shock absorber. Shock absorber berfungsi untuk meningkatkan pengendalian dan kestabilan pada kendaraan bermotor. Saat ini, perusahaan yang memproduksi shock absorber merupakan perusahaan asing. Oleh karena itu, diperlukan riset tentang perancangan shock absorber yang mempunyai sistem yang lebih sederhana yang dapat diproduksi di Indonesia. Dengan ini, shock absorber tersebut diharapkan dapat dijual di pasaran dengan harga yang lebih terjangkau. Untuk mengatasi masalah tersebut, kami mengembangkan shock absorbersederhana yang mempunyai perawatan yang mudah dan berharga murah. Shock absorber tersebut adalah Atmospheric Pressure Shock absorber (APSA).

Shock absorber ini menggunakan fluida udara sebagai media peredamnya. Dalam tugas akhir ini dilakukan pemodelan seperempat kendaraan shock absorber konvensional yang menghasilkan gaya redam dari shock absorber konvensional

tersebut. Input yang digunakan dalam tugas akhir ini adalah input sinusoidal dan bump. Setelah itu, dilakukan analisis pemodelan Atmospheric Pressure Shock absorber (APSA) untuk melihat variasi diameter orifice yang menghasilkan gaya redam yang paling baik. Gaya redam dari APSA ini dibandingkan dengan gaya redam dari shock absorber konvensional sehingga didapatkan diameter dari orifice ekspansi dan orifice kompresi dari shock absorber APSA ini. Setelah itu, dilakukan pembuatan APSA dan diaplikasikan pada kendaraan Daihatsu Gran max pick up. Lalu, dilakukan pengujian dengan variasi kecepatan sehingga didapatkan analisis respon dinamis dari kendaraan tersebut. Hasil pengujian akan dibandingkan dengan pengujian kendaraan dengan shock absorber konvensional dengan metode yang sama dengan APSA.

Dari simulasi sistem APSA tersebut didapatkan grafik gaya redam terhadap perpindahan dan gaya redam terhadap kecepatan. Setelah itu, didapatkan diameter orifice ekspansi dan kompresi sebesar 1 mm dan diameter silinder sebesar 60 mm sehingga gaya redam yang dihasilkan dari APSA lebih besar dibandingkan dengan shock absorber konvensional. Gaya redam shock absorber konvensional dan APSA semakin besar seiring dengan naiknya kecepatan kendaraan. Pada hasil pengujian didapatkan respon percepatan maksimum APSA yang dilakukan pada bump lebih kecil dibandingkan dengan respon percepatan maksimum pada shock absorber konvensional. Lalu, RMS percepatan APSA pada jalan bergelombang lebih kecil dibandingkan dengan shock absorber konvensional. Sehingga, APSA lebih baik dibandingkan dengan shock absorber konvensional.

Kata kunci: *shock absorber, Atmospheric Pressure Shock absorber (APSA), shock absorber konvensional, diameter orifice, gaya redam, respon dinamis.*

DESIGNING AND ANALYSIS DYNAMICS CHARACTERISTICS OF ATMOSPHERIC SHOCK ABSORBER (APSA) WITH 60 MM CYLINDER DIAMETER AND 1 MM ORIFICE DIAMETER IN LIGHT TRUCK

Nama : Bima Adisetya Putra
NRP : 2113100019
Jurusan : Teknik Mesin ITS
Dosen Pembimbing : Dr. Eng. Harus Laksana Guntur, ST.
M. Eng.

Abstract

Based on data from The Association of Indonesia Automotive Industries (GAIKINDO) car growth in Indonesia continues to increase. This means the need for auto parts will also continue to increase. One of the crucial parts is the shock absorber. Shock absorber serves to improve control and stability in motor vehicles. Currently, the company producing shock absorber is a foreign company. Therefore, it is necessary to make a shock absorber which has a simpler system that can be produced in Indonesia. With this, the shock absorber is expected to be sold in the market with a more affordable price. To solve the problem, we developed a simple shock absorber that has easy maintenance and low cost. This shock absorber is Atmospheric Pressure Shock absorber (APSA).

This shock absorber using air as a damper. In this final project, a quarter car suspension model will be used to know damping force of this shock absorber. The input used in this simulation is sinusoidal and bump input. After that, the analysis of Atmospheric Pressure Shock Absorber (APSA) modeling is done to see the orifice diameter variation which produce the best damping force. The damping force of the APSA is compared with the damping force of the conventional shock absorber to obtain the

diameter of APSA's expansion orifice and the compression orifice . After that, APSA will be made and applied to Daihatsu Gran Max pick up. Then, this vehicle will be tested with variations of speed to obtain dynamic response of the vehicle when using APSA. The test results will be compared with this vehicle using a conventional shock absorber by the same method as APSA.

From the simulation of the APSA system, we get two graphics which are damping force versus displacement and damping force versus suspension's speed. Thereafter, an expansion and compression diameter of 1 mm and a cylinder diameter of 60 mm obtained resulting damping force of APSA is greater than conventional shock absorber. From the simulation, we know that the damping force value of conventional shock absorber and APSA are getting higher along with the speed of the vehicle. Then from the test using vehicle, the maximum acceleration response of APSA when tested on the bump is smaller than the maximum acceleration response of conventional shock absorber . Then, RMS of acceleration of APSA on bumpy road is smaller than conventional shock absorber. Thus, APSA is better than conventional shock absorber.

Keywords : shock absorber, Atmospheric Pressure Shock absorber (APSA), conventional shock absorber , orifice diameter, damping force, dynamics response.

KATA PENGANTAR

Puji syukur dihaturkan kehadirat Allah Subhanallahu Wa Ta'ala, hanya karena tuntunan-Nya penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir ini. Tugas Akhir ini disusun untuk memenuhi persyaratan kelulusan pendidikan Sarjana S-1 di Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

Penyusunan Tugas Akhir ini dapat terlaksana dengan baik atas bantuan dan kerjasama dari berbagai pihak. Pada kesempatan ini penulis ingin mengucapkan terima kasih kepada:

1. Allah SWT Tuhan semesta alam
2. Orangtua penulis, Bapak Setiono dan Ibu Lilly Aprilya Pregiwati yang senantiasa mendoakan, membimbing dan memberikan dukungan dan semua hal terbaik untuk penulis. Terimakasih karena telah menjadi orang tua yang terbaik bagi penulis.
3. Dr. Harus Laksana Guntur, ST., M.Eng yang selalu memberikan bimbingan dan arahan dalam penulisan Tugas Akhir ini.
4. Dr. Wiwiek Hendrowati, ST., MT., Aida Annisa Amien Daman, ST., MT., dan Moch. Solichin, ST., MT., selaku dosen penguji yang telah memberikan saran dan kritik kepada penulis untuk Tugas Akhir ini.
5. Dr. Ir. Agus Sigit Pramono, DEA., selaku dosen wali yang telah memberikan bimbingan dan motivasi selama penulis di bangku perkuliahan.
6. Segenap dosen dan karyawan Jurusan Teknik Mesin FTI ITS, terima kasih atas ilmu yang disampaikan, semoga bermanfaat kedepannya bagi diri penulis dan bagi bangsa dan negara.
7. Adella M. Risyanti, SE., yang telah memberikan motivasi, semangat, doa, perhatian, bantuan, dukungan dan memberikan hal yang terbaik bagi penulis, sehingga penulis dapat memberikan yang terbaik untuk Tugas Akhir ini.

8. Sahabat terbaik di grup nigga yang selalu memberikan semangat dan dukungan kepada penulis.
9. Sahabat terbaik kosan Klampis F20 yang selalu memberikan motivasi sampai penulis berada di posisi sekarang.
10. Teman-teman MAUTS 13 yang selalu memberikan semangat bagi penulis.
11. Kawan-kawan Lab Vibrasi dan Desain yang telah memberi semangat dan dukungan dalam menyelesaikan Tugas Akhir ini.
12. Serta semua pihak yang tidak bisa penulis sebutkan satu persatu.

Dengan segala keterbatasan kemampuan dan pengetahuan penulis, tidak menutup kemungkinan Tugas Akhir ini jauh dari sempurna. Oleh karena itu, penulis bersedia menerima kritik dan saran dari berbagai pihak untuk penyempurnaan lebih lanjut. Semoga hasil penulisan Tugas Akhir ini dapat bermanfaat bagi semua pihak.

Surabaya, Januari 2018
Penulis

DAFTAR ISI

Abstrak	i
Abstract	iii
KATA PENGANTAR.....	v
DAFTAR ISI.....	vii
DAFTAR GAMBAR.....	xi
DAFTAR TABEL	xv
BAB I.....	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Masalah.....	2
1.3 Batasan Masalah.....	2
1.4 Tujuan	2
1.5 Manfaat.....	3
BAB II.....	5
2.1 Dasar Teori	5
2.1.1 Suspensi	5
2.1.2 Shock Absorber Konvensional	6
2.1.3 <i>Motion of Base</i>	9
2.1.4 Persamaan Bernoulli.....	10
2.1.5 Hukum Pascal.....	12
2.1.6 Persamaan Siklus Ekspansi dan Kompresi.....	13
2.1.6.1 Siklus Ekspansi.....	13
2.1.6.2 Siklus Kompresi.....	14
2.1.7 Logarithmic Decrement	15
2.1.8 <i>Relative Motion of Base</i>	17
2.2 Tinjauan Pustaka.....	18
2.3 <i>Atmospheric Shock absorber</i>	27
BAB III.....	29
3.1 Metodologi Penelitian	29
3.2 Tahap Studi Literatur	31

3.3	Pemodelan sistem suspensi <i>Shock Absorber</i> Konvensional dan sistem suspensi <i>Atmospheric Pressure Shock Absorber</i>	32
3.3.1	Penjelasan Sistem Suspensi <i>Shock Absorber</i> Konvensional dan Sistem Suspensi <i>Atmospheric Pressure Shock Absorber</i>	32
3.3.2	Pemodelan Dinamis Sistem Suspensi <i>Shock Absorber</i> konvensional dan Sistem Suspensi <i>Atmospheric Pressure Shock Absorber</i>	34
3.3.3	Parameter Penelitian	40
3.3.4	Spesifikasi Kendaraan	41
3.3.5	Pemodelan Matematis <i>Atmospheric Pressure Shock Absorber</i> dan <i>Shock absorber</i> Konvensional.....	42
3.3.6	Blok Diagram dan Analisis Grafik	45
3.3.7	Pembuatan APSA dan Implementasi pada Kendaraan Uji	45
3.3.8	Pengujian pada Kendaraan Uji	48
3.3.9	Pengambilan Data	55
3.3.10	Pengolahan Data	56
BAB IV	57
4.1	Simulasi Software MATLAB Simulink	57
4.1.1	Parameter Simulasi.....	57
4.1.2	Simulasi Sistem <i>Shock Absorber</i> Konvensional dengan Variasi <i>Input</i> Frekuensi	58
4.1.3	Simulasi Sistem APSA	61
4.1.4	Perbandingan Hasil Simulasi Sistem <i>Shock Absorber</i> Konvensional dengan Sistem APSA.....	64
4.2	Analisis Data Pengujian <i>Shock Absorber</i> Konvensional.....	65
4.2.1	Analisis Perbandingan Respon Percepatan <i>Shock Absorber</i> Konvensional pada <i>Bump</i>	65
4.2.2	Analisis Perbandingan Respon Percepatan <i>Shock Absorber</i> Konvensional pada Jalan Bergelombang	67
4.3	Analisis Data Pengujian APSA	69
4.3.1	Analisis Perbandingan Respon Percepatan APSA pada <i>Bump</i>	69

4.3.2 Analisis Perbandingan Respon Percepatan APSA pada Jalan Bergelombang.....	71
4.4 Analisis Perbandingan Data Pengujian <i>Shock Absorber</i> Konvensional dan APSA.....	73
4.4.1 Analisis Perbandingan Data Pengujian pada <i>Bump</i> dengan Kecepatan 10 km/jam	73
4.4.2 Analisis Perbandingan Data Pengujian pada <i>Bump</i> dengan Kecepatan 15 km/jam	75
4.4.3 Analisis Perbandingan Data Pengujian pada <i>Bump</i> dengan Kecepatan 20 km/jam	77
4.4.5 Analisis Perbandingan Data Pengujian pada Jalan Bergelombang dengan Kecepatan 40 km/jam.....	81
4.4.6 Analisis Perbandingan Data Pengujian pada Jalan Bergelombang dengan Kecepatan 50 km/jam.....	83
4.5 Perbandingan <i>Shock Absorber</i> Konvensional dan APSA....	85
BAB V.....	89
5.1 Kesimpulan	89
5.2 Saran.....	89
DAFTAR PUSTAKA	91
BIODATA PENULIS	93

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2. 1 Konstruksi suspensi pada kendaraan	5
Gambar 2. 2 <i>Shock absorber</i> Serta Komponennya.....	6
Gambar 2. 3 Siklus Ekspansi	8
Gambar 2. 4 Siklus Kompresi	9
Gambar 2. 5 Contoh sederhana dari sistem <i>free vibrations with damping</i>	10
Gambar 2. 6 Contoh sederhana dari sistem <i>forced vibration with damping</i>	10
Gambar 2. 7 Penerapan hukum Bernoulli pada sebuah pipa ^[4]	11
Gambar 2. 8 Ilustrasi untuk aliran dalam suatu kontrol volume ^[4]	12
Gambar 2. 9 Grafik Respon Dinamis dari Eksperimen	15
Gambar 2. 10 Seperempat Kendaraan yang Melewati Jalan Kasar	17
Gambar 2. 11 Skema HMRSA ^[5]	19
Gambar 2. 12 Skema HMRSA dengan penambahan akumulator ^[5]	19
Gambar 2. 13 Grafik respon perpindahan dan kecepatan terhadap gaya redam pada massa jenis minyak ($\rho=860 \text{ kg/m}^3$), diameter piston ($D_p = 3 \text{ cm}$) dan diameter <i>orifice</i> ($D_o = 1 \text{ mm}$) dengan variasi frekuensi ^[6]	20
Gambar 2. 14 Grafik respon perpindahan dan kecepatan terhadap gaya redam pada massa jenis minyak ($\rho=860 \text{ kg/m}^3$), diameter piston ($D_p = 3 \text{ cm}$) dan diameter <i>orifice</i> ($D_o = 2 \text{ mm}$) dengan variasi frekuensi ^[6]	21
Gambar 2. 15 Grafik respon perpindahan dan kecepatan terhadap gaya redam pada massa jenis minyak ($\rho=860 \text{ kg/m}^3$), diameter piston ($D_p = 3 \text{ cm}$) dan diameter <i>orifice</i> ($D_o = 3 \text{ mm}$) dengan variasi frekuensi ^[6]	21

Gambar 2. 16 Model fisik <i>variable orifice</i> pada <i>adaptive shock absorber</i>	22
Gambar 2. 17 Gambar fisik air spring suspension ^[8]	24
Gambar 2. 18 pemodelan air spring suspension ^[8]	24
Gambar 2. 19 Model seperempat kendaraan ^[8]	25
Gambar 2. 20 Respon dinamis dengan sin wave dan parameter kondisi optimal sistem.....	26
Gambar 2. 21 (a) Grafik perbandingan gaya redam terhadap kecepatan dan (b) percepatan pada sistem hidrolik dengan posisi suspensi tegak.....	27
Gambar 2. 22 (a) Grafik perbandingan gaya redam terhadap kecepatan dan (b) percepatan pada sistem hidrolik dengan posisi suspensi miring.....	27
Gambar 3. 1 Diagram Alir Penyelesaian Tugas Akhir.....	30
Gambar 3. 2 <i>Shock Absorber</i> Konvensional	32
Gambar 3. 3 Model Fisik <i>Atmospheric Pressure Shock Absorber</i>	34
Gambar 3. 4 Model Dinamis Sistem Suspensi <i>Shock Absorber</i> Konvensional	34
Gambar 3. 5 Model Dinamis Sistem Suspensi <i>Atmospheric Pressure shock absorber</i> ketika Melakukan Ekspansi Kompresi	37
Gambar 3. 6 Daihatsu Gran Max Pick Up.....	41
Gambar 3. 7 Pemodelan Matematis APSA dan Shock absorber konvensional	43
Gambar 3. 8 Free Body Diagram Massa <i>Sprung</i> pada Seperempat Kendaraan.....	43
Gambar 3. 9 Free Body Diagram Massa <i>Unsprung</i> pada Seperempat Kendaraan.....	44
Gambar 3. 10 Piston Rod dan Piston	46
Gambar 3. 11 Tabung Silinder	47
Gambar 3. 12 Shock Absorber APSA.....	47

Gambar 3. 13 Diagram Alir Pengujian Alat APSA pada Kendaraan Uji	48
Gambar 3. 14 Proses Pemasangan APSA pada Kendaraan Uji...	49
Gambar 3. 15 Tampak Depan APSA yang Telah Terpasang pada Kendaraan Uji	50
Gambar 3. 16 Tampak Belakang APSA yang Telah Terpasang pada Kendaraan Uji.....	50
Gambar 3. 17 <i>Oscilloscope</i>	51
Gambar 3. 18 <i>Accelerometer</i>	52
Gambar 3. 19 <i>Power Inverter</i>	52
Gambar 3. 20 Kabel Penghubung.....	53
Gambar 3. 21 <i>Accelerometer Power Supply</i>	54
Gambar 3. 22 Instalasi Alat uji pada Kendaraan Uji	55
Gambar 4. 1 Grafik Gaya Redam Terhadap Perpindahan pada <i>Shock Absorber</i> Konvensional.....	59
Gambar 4. 2 Grafik Gaya Redam Terhadap Kecepatan pada <i>Shock Absorber</i> Konvensional.....	59
Gambar 4. 3 Grafik Gaya Redam Terhadap Perpindahan pada APSA	62
Gambar 4. 4 Grafik Gaya Redam Terhadap Kecepatan pada APSA	62
Gambar 4. 5 Grafik Perbandingan Respon Percepatan <i>Shock Absorber</i> Konvensional pada <i>Bump</i>	66
Gambar 4. 6 Grafik Perbandingan Respon Percepatan <i>Shock Absorber</i> Konvensional pada Jalan Bergelombang	68
Gambar 4. 7 Grafik Perbandingan Respon Percepatan APSA pada <i>Bump</i>	70
Gambar 4. 8 Grafik Perbandingan Respon Percepatan APSA pada Jalan Bergelombang	72
Gambar 4. 9 Grafik Perbandingan Respon Percepatan <i>Shock Absorber</i> Konvensional dan APSA pada <i>Bump</i> dengan Kecepatan 10 km/jam	74

Gambar 4. 10 Grafik Perbandingan Respon Percepatan <i>Shock Absorber</i> Konvensional dan APSA pada <i>Bump</i> dengan Kecepatan 15 km/jam	76
Gambar 4. 11 Grafik Perbandingan Respon Percepatan <i>Shock Absorber</i> Konvensional dan APSA pada <i>Bump</i> dengan Kecepatan 20 km/jam	78
Gambar 4. 12 Grafik Perbandingan Respon Percepatan <i>Shock Absorber</i> Konvensional dan APSA pada Jalan Bergelombang dengan Kecepatan 30 km/jam	80
Gambar 4. 13 Grafik Perbandingan Respon Percepatan <i>Shock Absorber</i> Konvensional dan APSA pada Jalan Bergelombang dengan Kecepatan 40 km/jam	82
Gambar 4. 14 Grafik Perbandingan Respon Percepatan <i>Shock Absorber</i> Konvensional dan APSA pada Jalan Bergelombang dengan Kecepatan 50 km/jam	84

DAFTAR TABEL

Tabel 3. 1 Parameter Shock Absorber Konvensional	40
Tabel 3. 2 Parameter Penelitian <i>Atmospheric Pressure Shock Absorber</i>	41
Tabel 4. 1 Parameter Sistem <i>Shock Absorber</i> Konvensional.....	57
Tabel 4. 2 Parameter Sistem APSA	58
Tabel 4. 3 Perbandingan Hasil Simulasi <i>Shock Absorber</i> Konvensional dengan APSA.....	64
Tabel 4. 4 Data Perbandingan Respon Percepatan <i>Shock Absorber</i> Konvensional pada Bump	67
Tabel 4. 5 Data Perbandingan RMS Percepatan <i>Shock Absorber</i> Konvensional pada Jalan Bergelombang.....	68
Tabel 4. 6 Data Perbandingan Respon Percepatan APSA pada Bump	70
Tabel 4. 7 Data Perbandingan RMS Percepatan APSA pada Jalan Bergelombang	72
Tabel 4. 8 Data Perbandingan Respon Percepatan <i>Shock Absorber</i> dan APSA pada Bump dengan Kecepatan 10 km/jam	75
Tabel 4. 9 Data Perbandingan Respon Percepatan <i>Shock Absorber</i> dan APSA pada Bump dengan Kecepatan 15 km/jam.....	77
Tabel 4. 10 Data Perbandingan Respon Percepatan <i>Shock Absorber</i> dan APSA pada Bump dengan Kecepatan 20 km/jam.	79
Tabel 4. 11 Data Perbandingan Respon Percepatan <i>Shock Absorber</i> dan APSA pada Jalan Bergelombang dengan Kecepatan 30 km/jam	81
Tabel 4. 12 Data Perbandingan Respon Percepatan <i>Shock Absorber</i> dan APSA pada Jalan Bergelombang dengan Kecepatan 40 km/jam	83
Tabel 4. 13 Data Perbandingan Respon Percepatan <i>Shock Absorber</i> dan APSA pada Jalan Bergelombang dengan Kecepatan 50 km/jam	85

Tabel 4. 14 Perbandingan Respon Percepatan Maksimum <i>Bump</i> Antara <i>Shock Absorber</i> Konvensional dengan APSA.....	86
Tabel 4. 15 Perbandingan RMS Percepatan pada Jalan Bergelombang antara <i>Shock Absorber</i> Konvensional dengan APSA	86

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Berdasarkan data dari *The Association of Indonesia Automotive Industries* (GAIKINDO) pertumbuhan mobil di Indonesia terus meningkat. Hal ini tentunya juga diimbangi dengan kebutuhan akan suku cadang kendaraan juga akan terus meningkat. Salah satu suku cadang yang krusial adalah *shock absorber*. *Shock Absorber* berfungsi untuk meningkatkan pengendalian dan kestabilan pada kendaraan bermotor. *Shock absorber* merupakan suatu komponen kendaraan yang mempunyai usia pemakaian . Umur pemakaian dari *shock absorber* sekitar 2 tahun. Lebih dari itu, *shock absorber* menjadi lemah dan tidak berfungsi dengan baik. Apabila alat ini tidak berfungsi dengan baik akan menyebabkan kendaraan tidak stabil. Tentunya hal ini akan membahayakan bagi penggunaanya.

Saat ini, perusahaan yang memproduksi *shock absorber* merupakan perusahaan asing. Riset yang dilakukan oleh perusahaan asing ini terpusat di luar Indonesia, sementara *shock absorber* dari perusahaan asing yang ada di pasaran mempunyai harga yang tidak murah. Dengan adanya permintaan yang besar dari konsumen kendaraan bermotor di Indonesia, sebenarnya hal ini menjadi kesempatan bagi Indonesia yang mempunyai potensi yang besar untuk melakukan riset di negara sendiri. Oleh karena itu, diperlukan riset tentang perancangan *shock absorber* yang mempunyai sistem yang lebih sederhana yang dapat diproduksi di Indonesia. Dengan diadakannya riset dan basis produksi yang ada di Indonesia, sehingga *shock absorber* tersebut diharapkan dapat dijual di pasaran dengan harga yang lebih terjangkau.

Untuk mengatasi masalah tersebut, kami mahasiswa teknik mesin ITS akan melakukan pengembangan *shock absorber* dengan inovasi baru yang sederhana dengan perawatan yang mudah sehingga mempunyai harga di bawah pasaran, yakni *Atmospheric Pressure Shock Absorber* (APSA). *Shock absorber* ini menggunakan udara sekitar yang dimampatkan sebagai media

peredamnya. Pada penelitian ini, Shock absorber tersebut akan disimulasikan dan diimplementasikan pada seperempat kendaraan di mobil Daihatsu Gran max. *Shock absorber* ini diharapkan mempunyai gaya redam dan respon dinamis yang sama dengan produk *shock absorber* konvensional yang ada di pasaran.

1.2 Rumusan Masalah

Adapun rumusan masalah pada tugas akhir ini adalah sebagai berikut :

1. Bagaimana perbandingan gaya redam menggunakan *shock absorber* konvensional dan *atmospheric pressure shock absorber*?
2. Bagaimana perbandingan karakteristik respon dinamis dengan menggunakan *shock absorber* konvensional dan *atmospheric pressure shock absorber*?
3. Bagaimana perbandingan respon percepatan antara penggunaan *shock absorber* konvensional dan *atmospheric pressure shock absorber* pada kendaraan angkut?

1.3 Batasan Masalah

Batasan masalah dari tugas akhir ini adalah sebagai berikut :

1. Simulasi dengan menggunakan sistem seperempat kendaraan (*quarter car*).
2. Kendaraan yang dimodelkan adalah Daihatsu gran max pickup.
3. Head loss pada sistem suspensi diabaikan.
4. Input yang digunakan pada sistem suspensi *atmospheric pressure shock absorber* adalah *input sinusoidal* dan *bump*

1.4 Tujuan

Tujuan dari tugas akhir ini adalah sebagai berikut :

1. Membandingkan dan menganalisa gaya redam antara penggunaan *shock absorber* konvensional dengan penggunaan *atmospheric pressure shock absorber*.
2. Membandingkan dan menganalisa karakteristik dinamis antara penggunaan *shock absorber* konvensional dan *atmospheric pressure shock absorber*.

3. Membandingkan dan menganalisa respon percepatan yang didapat dari penggunaan *shock absorber* konvensional dan APSA pada Daihatsu Gran max pickup.

1.5 Manfaat

Manfaat dari tugas akhir ini adalah sebagai berikut :

1. Merancang *shock absorber* model baru yang sederhana dengan menggunakan fluida udara.
2. Memberikan informasi perbandingan gaya redam dengan menggunakan suspensi hidraulik dan *atmospheric pressure shock absorber*.
3. Memberikan informasi perbandingan karakteristik respon dinamis antara penggunaan *shock absorber* konvensional dan *atmospheric pressure shock absorber*.
4. Menjadikan tugas akhir menjadi sebuah referensi untuk penelitian selanjutnya.

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Dasar Teori

2.1.1 Suspensi

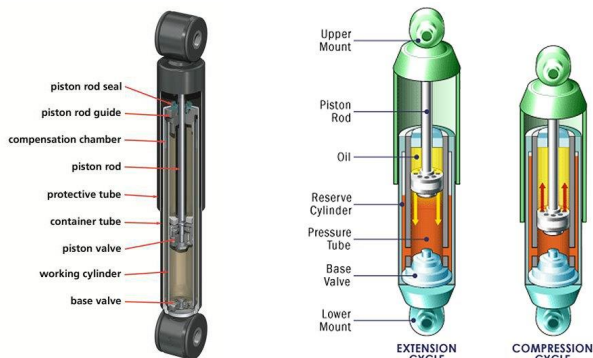
Pada sebuah kendaraan, terdapat beberapa komponen penting untuk menunjang keamanan dan stabilitas kendaraan tersebut. Salah satu dari komponen tersebut adalah sistem suspensi kendaraan. Suspensi kendaraan merupakan suatu sistem vital yang terletak diantara bodi kendaraan dan roda-roda, dan dirancang untuk menyerap kejutan dari permukaan jalan sehingga menambah stabilitas dan keamanan berkendara serta memperbaiki kemampuan cengkram roda terhadap jalan^[1]. Selain itu, sistem suspensi juga dirancang untuk dapat menahan beban statis kendaraan beserta isinya. Sistem suspensi juga berguna untuk mengontrol bodi kendaraan ketika sedang menikung, ketika sedang melaju dengan kecepatan tinggi melewati permukaan jalan yang tidak rata ataupun ketika sedang melakukan pengereman. Konstruksi dari suspensi hidrolik konvensional terdiri dari beberapa bagian. Beberapa bagian tersebut diantaranya adalah *shock absorber*, coil spring, dan stabilizer. Berikut ini, konstruksi suspensi pada kendaraan yang dapat dilihat pada gambar 2.1.



Gambar 2. 1 Konstruksi suspensi pada kendaraan

2.1.2 Shock Absorber Konvensional

Shock absorber konvensional berfungsi sebagai peredam getaran dengan cara mengubah energi kinetik menjadi energi panas melalui fluida yang ada di dalamnya [2]. *Shock absorber* konvensional menggunakan media oli sebagai fluidanya. *Shock absorber* ini membantu pegas untuk menghilangkan energi kinetik yang diterima olehnya dari guncangan pada permukaan jalan. Hal ini dikarenakan jika sistem suspensi hanya dilengkapi dengan sebuah pegas saja, maka setiap kendaraan yang menghantam *bump* akan mengalami pantulan yang naik turun selama beberapa kali pada frekuensi natural pegasnya. Ketika tertekan oleh sebuah *bump*, sebuah sistem suspensi membutuhkan komponen untuk mendisipasi energi yang tersimpan pada pegas. *Shock absorber* terdiri dari beberapa komponen. Komponen tersebut yakni, piston, batang piston, orifice, dan tabung silinder. *Shock absorber* konvensional mempunyai dua ruang, yakni ruang atas dan ruang bawah. Kedua ruang tersebut dipisahkan oleh piston yang mempunyai dua buah katup pada orifice. Kedua buah orifice tersebut adalah orifice ekspansi dan orifice kompresi. Berikut ini merupakan gambar *shock absorber* yang ditunjukkan oleh gambar 2.2

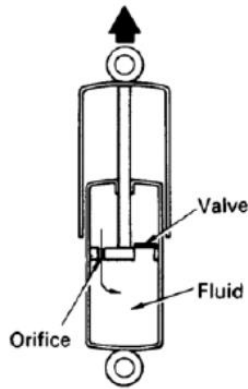


Gambar 2. 2 *Shock absorber* Serta Komponennya

Shock absorber konvensional biasa digunakan pada kendaraan bermotor roda dua, empat ataupun lebih. *Shock absorber* konvensional mempunyai dua siklus, yakni siklus ekspansi dan siklus kompresi. Ketika kendaraan sedang berjalan pada permukaan jalan yang bergelombang. Kedua siklus ini bekerja secara bersamaan Berikut ini merupakan penjelasan kedua siklus tersebut.

a. Siklus Ekspansi

Pada saat ekspansi, piston di dalam tabung akan bergerak dari bawah naik ke atas. Gerakan naik piston ini membuat fluida minyak *shock absorber* yang sudah berada di atas menjadi tertekan. Minyak *shock absorber* ini akan mencari jalan keluar agar tidak tertekan oleh piston, maka minyak ini akan mendorong katup pada saluran *orifice* untuk membuka dan minyak akan keluar atau turun ke bawah melalui saluran *orifice*. Pada saat ini katup pada lubang besar di piston akan tertutup karena katup ini terletak di atas piston. Minyak *shock absorber* ini akan menekan katup lubang besar, piston ke bawah dan mengakibatkan katup tertutup. Pada saat itu, minyak *shock absorber* hanya dapat turun melalui saluran *orifice* kecil, karena saluran kecil maka minyak *shock absorber* tidak akan bisa cepat turun ke bawah atau terhambat. Di saat itulah *shock absorber* melakukan peredaman terhadap gaya osilasi pegas suspensi. Siklus ekspansi tersebut dapat digambarkan sesuai pada gambar 2.3.



Gambar 2. 3 Siklus Ekspansi

b. Siklus Kompresi

Saat *shock absorber* ditekan karena gaya osilasi dari pegas suspensi, maka gerakan *shock absorber* memendek. Siklus kompresi terjadi ketika piston bergerak ke bawah, menekan fluida hidrolik di dalam ruang bawah piston. Minyak *shock absorber* yang berada di bawah piston akan naik ke ruang atas piston melalui lubang yang ada pada piston. Sementara lubang kecil (*orifice*) pada piston tertutup karena katup menutup saluran *orifice* tersebut. Penutupan katup ini disebabkan karena peletakan katup yang berupa membran (plat tipis) dipasangkan di bawah piston, sehingga ketika minyak *shock absorber* berusaha naik ke atas maka katup membran ini akan terdorong oleh *shock absorber* dan akibatnya menutup saluran *orifice*. Jadi minyak *shock absorber* akan menuju ke atas melalui lubang yang besar pada piston, sementara minyak tidak bisa keluar melalui saluran *orifice* pada piston. Pada saat ini *shock absorber* tidak melakukan peredaman terhadap gaya osilasi dari pegas suspensi karena minyak dapat naik ke ruang di atas piston dengan sangat mudah. Siklus kompresi tersebut dapat digambarkan sesuai pada gambar 2.4.



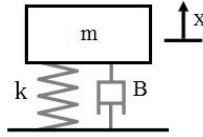
Gambar 2. 4 Siklus Kompresi

2.1.3 *Motion of Base*

Getaran didefinisikan sebagai gerakan bolak balik dari suatu benda dari titik awalnya melalui titik setimbangnya^[3]. Ilustrasi yang paling sederhana adalah sebuah pendulum yang berayun. Secara umum, sistem getaran termasuk sarana untuk menyimpan energi potensial (pegas), sarana untuk menyimpan energi kinetik (massa atau inersia), dan sarana untuk menghilangkan energi secara bertahap (peredam)^[3]. Jika sistem teredam, beberapa energi akan terdisipasi ke dalam siklus getaran dan harus digantikan dengan sumber eksternal jika keadaan getaran stabil yang diinginkan. Sistem getaran yang sederhana meliputi massa, pegas, dan peredam.

Getaran dapat diklasifikasikan menjadi :

- *Free vibration*, terjadi ketika sistem mekanik berangkat dengan input awal dan kemudian dibiarkan bergetar secara bebas.
- *Free vibration with damping*



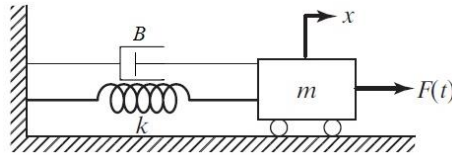
Gambar 2. 5 Contoh sederhana dari sistem *free vibrations with damping*

Berikut penurunan persamaan dari gambar 2.5:

$$m\ddot{x} + B\dot{x} + kx = 0 \quad (2. 1)$$

– *Forced vibration*, terjadi jika sistem mekanik terkena gaya luar.

- *Forced vibration with damping*



Gambar 2. 6 Contoh sederhana dari sistem *forced vibration with damping*

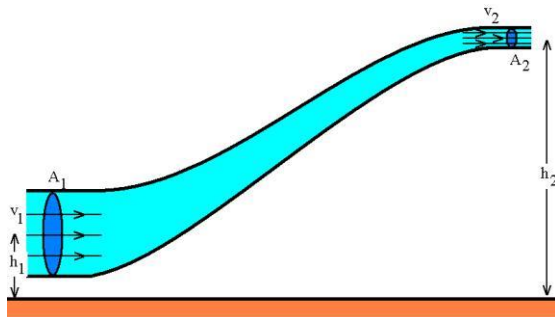
Berikut penurunan persamaan dari gambar 2.6:

$$m\ddot{x} + B\dot{x} + kx = F(t) \quad (2. 2)$$

2.1.4 Persamaan Bernoulli

Persamaan Bernoulli menyatakan bahwa jumlah energi pada suatu titik di dalam suatu aliran tertutup sama besarnya dengan jumlah energi di titik lain pada jalur aliran yang sama. Prinsip ini diambil dari nama ilmuwan Belanda/Swiss yang bernama Daniel Bernoulli.

Dalam bentuknya yang sudah disederhanakan, secara umum terdapat dua bentuk persamaan Bernoulli; yang pertama berlaku untuk aliran tak-termampatkan (*incompressible flow*), dan yang lain adalah untuk fluida termampatkan (*compressible flow*). Berikut ini persamaan dan penerapan Bernoulli untuk aliran yang tak termampatkan (*incompressible flow*) yang ditunjukkan oleh persamaan 2.3, sedangkan untuk penerapannya ditunjukkan oleh gambar 2.8.



Gambar 2. 7 Penerapan hukum Bernoulli pada sebuah pipa^[4]

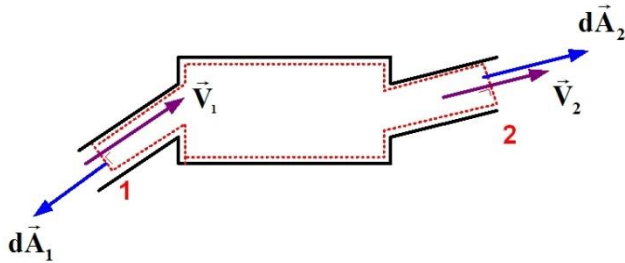
Persamaan Bernoulli:

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{v_1^2}{2} + gh_1 = \frac{p_2}{\rho} + \frac{v_2^2}{2} + gh_2 \quad (2. 3)$$

Keterangan:

- p_1 : Tekanan fluida pada kondisi 1 (N/m^2)
- p_2 : Tekanan fluida pada kondisi 2 (N/m^2)
- v_1 : Kecepatan aliran fluida pada kondisi 1 (m/s)
- v_2 : Kecepatan aliran fluida pada kondisi 2 (m/s)
- h_1 : Tinggi pipa kondisi 1 (m)
- h_2 : Tinggi pipa kondisi 2 (m)
- g : gravitasi bumi (9.8 m/s^2)

Konservasi Massa pada Mekanika Fluida



Gambar 2. 8 Ilustrasi untuk aliran dalam suatu kontrol volume^[4]

$$\frac{dM}{dt}\bigg)_{system} = 0 \quad (2.4)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{CV} \rho dV + \int_{CS} \rho \vec{V} \cdot d\vec{A} = 0 \quad (2.5)$$

karena diasumsikan aliran incompressible, $\rho = \text{konstan}$, sehingga:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} \int_{CV} \rho dV + \rho \int_{CS} \vec{V} \cdot d\vec{A} &= 0 \\ \rho \int_{CS} \vec{V} \cdot d\vec{A} &= 0 \\ \int_{CS} \vec{V} \cdot d\vec{A} &= 0 \end{aligned} \quad (2.6)$$

dimana

ρ	: massa jenis fluida (kg/m ³)
V	: volume fluida (m ³)
\vec{V}	: kecepatan (m/s)
A	: luas area (m ²)

2.1.5 Hukum Pascal

Sistem hidrolik menggunakan prinsip Pascal yang menyatakan bahwa tekanan yang bekerja pada setiap bagian gas

atau fluida pada ruang tertutup akan merambat kebagian lain dalam ruangan tertutup ini dengan kekuatan yang sama ^[4], secara matematis dinyatakan dalam persamaan 2.7 :

$$P = \frac{F}{A} \quad (2.7)$$

Dimana :

P : Tekanan (Pa)

F : Gaya (N)

A : luasan (m²)

2.1.6 Persamaan Siklus Ekspansi dan Kompresi

2.1.6.1 Siklus Ekspansi

Siklus Ekspansi yang terdapat dalam *shock absorber* konvensional dan APSA dapat dimodelkan secara matematis. Persamaan Berikut ini merupakan persamaan yang menggambarkan ketika *shock absorber* konvensional sedang mengalami siklus ekspansi yang ditunjukkan oleh persamaan di bawah ini:

$$Q_1 = Q_{orifice}$$

$$A_1 \cdot v_1 = A_{orifice} \cdot v_{orifice}$$

$$v_1 = \frac{A_{orifice}}{A_1} v_{orifice} \quad (2.8)$$

Lakukan substitusi persamaan (2.3) dengan persamaan (2.8), didapatkan :

$$\frac{p_{orifice}}{\rho} + \frac{v_{orifice}^2}{2} = \frac{p_1}{\rho} + \frac{v_1^2}{2}$$

$$\frac{p_{orifice}}{\rho} + \frac{\left[\frac{A_1}{A_{orifice}} \times v_1 \right]^2}{2} = \frac{p_1}{\rho} + \frac{v_1^2}{2}$$

$$\Delta p = \frac{\rho}{2} V_1^2 \left(\left(\frac{A_1}{A_{\text{orifice}}} \right)^2 - 1 \right) \quad (2.9)$$

Persamaan gaya redaman (2.7) berubah menjadi:

$$F_d = \frac{\rho}{2} V_1^2 A_1 \left[\left(\frac{A_1}{A_{\text{orifice}}} \right)^2 - 1 \right] \quad (2.10)$$

Dimana:

Q_1 : Debit minyak saat proses ekspansi

A_1 : Luasan terjadinya proses ekspansi

V_1 : Kecepatan aliran fluida saat terjadinya proses ekspansi

2.1.6.2 Siklus Kompresi

Berikut ini merupakan persamaan yang menggambarkan ketika *shock absorber* konvensional dan APSA sedang mengalami siklus kompresi yang ditunjukkan oleh persamaan di bawah ini

$$Q_2 = Q_{\text{orifice}}$$

$$A_2 \cdot v_2 = A_{\text{orifice}} \cdot v_{\text{orifice}}$$

$$v_2 = \frac{A_{\text{orifice}}}{A_2} v_{\text{orifice}} \quad (2.11)$$

Lakukan substitusi persamaan (2.3) dengan persamaan (2.11), didapatkan :

$$\begin{aligned} \frac{p_{\text{orifice}}}{\rho} + \frac{V_{\text{orifice}}^2}{2} &= \frac{p_2}{\rho} + \frac{V_2^2}{2} \\ \frac{p_{\text{orifice}}}{\rho} + \frac{\left[\frac{A_2}{A_{\text{orifice}}} \times V_2 \right]^2}{2} &= \frac{p_2}{\rho} + \frac{V_2^2}{2} \\ \Delta p &= \frac{\rho}{2} V_2^2 \left(\left(\frac{A_2}{A_{\text{orifice}}} \right)^2 - 1 \right) \end{aligned} \quad (2.12)$$

Persamaan gaya redaman (2.7) berubah menjadi:

$$F_d = \frac{\rho}{2} V_2^2 A_2 \left[\left(\frac{A_2}{A_{\text{orifice}}} \right)^2 - 1 \right] \quad (2.13)$$

Dimana:

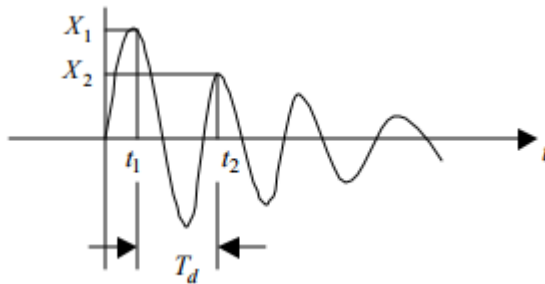
Q_2 : Debit minyak saat proses kompresi

A_2 : Luasan terjadinya proses kompresi

V_2 : Kecepatan aliran fluida saat terjadinya proses kompresi

2.1.7 Logarithmic Decrement

Logarithmic decrement merupakan suatu metode untuk mencari *damping coefficient* dari data hasil eksperimen yang berupa grafik respon dinamis. Data tersebut didapatkan menggunakan *oscilloscope* sebagai alat yang digunakan untuk pengujian. Berikut ini merupakan contoh grafik dari hasil eksperimen yang ditunjukkan pada gambar 2.9 di bawah ini :



Gambar 2. 9 Grafik Respon Dinamis dari Eksperimen

Amplitudo pada gambar 2.9 menurun seiring dengan bertambahnya waktu. Pada amplitudo pertama yang dilambangkan dengan X_1 mempunyai nilai yang lebih tinggi dibandingkan dengan amplitudo kedua yang dilambangkan dengan X_2 . Hal ini dikarenakan sistem tersebut mempunyai koefisien redaman tertentu sehingga getaran semakin menurun seiring dengan bertambahnya waktu. Untuk melakukan perhitungan *logarithmic*

decrement dari gambar 2.9 di atas digunakan persamaan sebagai berikut yang ditunjukkan oleh persamaan 2.14 di bawah ini :

$$\delta = \frac{1}{n} \ln \frac{X_0}{X_{n+1}} \quad (2.14)$$

Setelah dimasukkan persamaan 2.14 maka didapatkan *logarithmic decrement* dari grafik di atas, lalu dimasukkan persamaan 2.15 di bawah ini untuk mencari *damping ratio*

$$\zeta = \sqrt{\frac{\delta^2}{\delta^2 + 4\pi^2}} \quad (2.15)$$

Lalu, setelah ditemukan *damping ratio* maka dilanjutkan dengan memasukkan *damping ratio* ke persamaan 2.16 di bawah ini

$$\zeta = \frac{c}{Cc} \quad (2.16)$$

Dimana Cc didapatkan dari persamaan 2.17 di bawah ini

$$Cc = 2\sqrt{mk} \quad (2.17)$$

Dimana :

δ = *Logarithmic Decrement*

ζ = *Damping Ratio* (zeta)

X_0 = Amplitudo Pertama

X_{n+1} = Amplitudo dengan Siklus ke $n+1$

n = Jumlah Siklus Gelombang

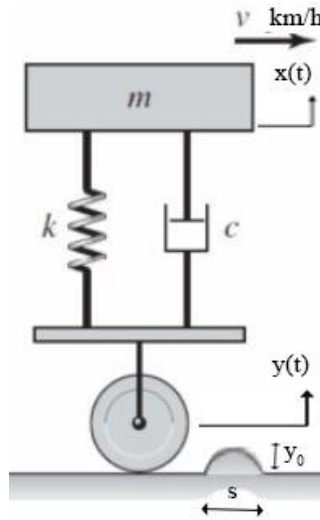
m = Massa Sistem

k = Koefisien Pegas

Cc = *Critical Damping Coefficient*

2.1.8 *Relative Motion of Base*

Ketika sebuah kendaraan melewati *bump*, maka akan terjadi gerakan sistem suspensi kendaraan dengan kecepatan relatif terhadap kecepatan kendaraan tersebut. Persamaan gerak dari sistem suspensi tersebut ditunjukkan pada gambar 2.10 di bawah ini :



Gambar 2. 10 Seperempat Kendaraan yang Melewati Jalan Kasar

Persamaan dari gambar diatas adalah sebagai berikut

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = c\dot{y} + ky \quad (2.18)$$

Dengan

$$y = y_0 \sin\left(\frac{\pi}{t_0}\right)t \quad (2.19)$$

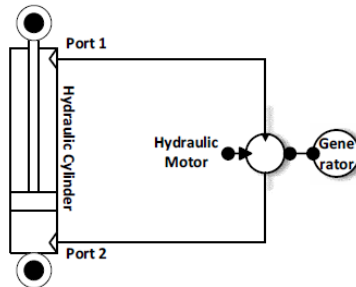
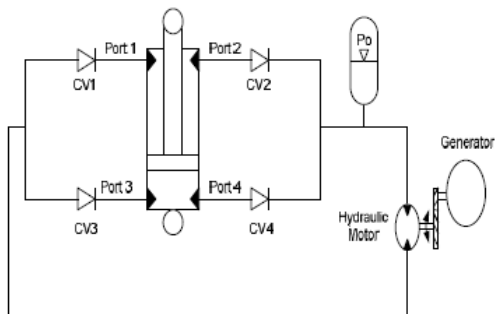
$$\dot{y} = \frac{\pi}{t_0} y_0 \cos\left(\frac{\pi}{t_0}\right)t \quad (2.20)$$

Dengan $t_0 = \frac{s}{v}$ dimana s adalah panjang *bump* dan v adalah kecepatan kendaraan dan dengan \dot{r} adalah kecepatan relative antara kendaraan dengan *base* (kecepatan gerak *shock absorber*), maka didapatkan persamaan 2.21 di bawah ini :

$$\dot{r} = \dot{x} - \dot{y} \quad (2.21)$$

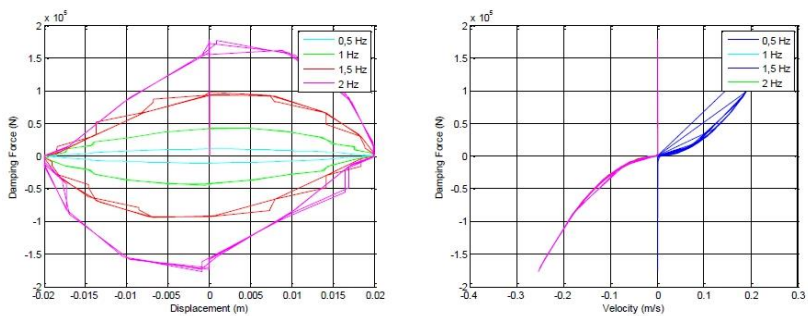
2.2 Tinjauan Pustaka

Pada tahun 2015, Sawungsari^[5] meneruskan penelitian dari Kaspul Anuar tentang HM RSA (hidrolik motor regenerative *shock absorber*). Konsep dari alat tetap sama yaitu memanfaatkan energi kinetic pada suspensi gerakan kemudian energi ditransfer ke motor hidrolik, yang membedakan adalah Sawung memvariasikan tekanan awalpada akumulator sebesar 3,4,5 dan 6 bar. Kesimpulan yang didapatkan bahwa dengan adanya akumulator, gaya redam yang dihasilkan oleh system hidrolik lebih besar. Berikutnya, dari simulasi yang dihasilkan dapat disimpulkan bahwa semakin besar frekuensi, maka gaya redaman yang dihasilkan akan semakin besar. Hal ini dikarenakan frekuensi berbanding lurus dengan perpindahan maupun kecepatan, kemudian perpindahan maupun kecepatan juga berbanding lurus dengan gaya redaman yang dihasilkan dan semakin besar tekanan awalpada akumulator, maka gaya redam yang dihasilkan juga lebih besar. System HM RSA ini dapat menghasilkan listrik terbesar sekitar 91,4679 watt dengan kecepatan 120km/jam.

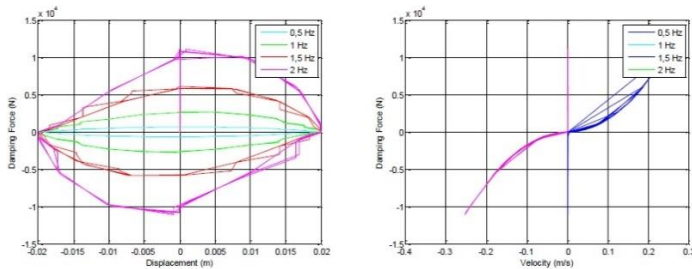
Gambar 2. 11 Skema HMRSA^[5]Gambar 2. 12 Skema HMRSA dengan penambahan akumulator^[5]

Pada tahun 2016, Istina Rahmawati melakukan penelitian mengenai suspensi *hydro-pneumatic* dan telah dimuat dengan judul “Permodelan dan Analisis Pengaruh Perubahan Parameter Sistem Suspensi *Hydro-Pneumatic* terhadap Gaya Redam dan Gaya Pegas Serta Respon Dinamis Mobil”^[6]. Melalui model matematis dan permodelan pada *software* Matlab, penelitian ini menjelaskan dan membahas karakteristik dari sistem suspensi *hydro-pneumatic shock absorber* pada mobil dengan perubahan parameter. Input yang digunakan pada tugas akhir ini adalah input sinusoidal dan *bump modified*. Dari sistem suspensi *hydro-pneumatic* didapatkan

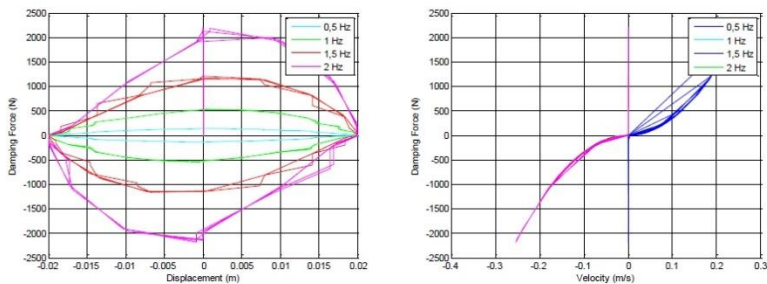
hasil bahwa semakin kecil diameter *orifice* (D_0) maka gaya redam yang dihasilkan semakin besar. Semakin besar tekanan awal gas (p_0), maka gaya pegas yang dihasilkan semakin besar. Semakin besar volume awal gas (V_0) yang digunakan, maka gaya pegas yang dihasilkan semakin kecil. Pada sistem seperempat kendaraan mobil dengan penggunaan sistem suspensi *hydro-pneumatic* untuk input *bump modified* dengan variasi jenis gas dan tekanan awal gas, respon kendaraan dan penumpang berturut-turut mencapai kondisi *steady state* kurang dari 2 detik dan 1,5 detik. Sedangkan untuk input sinusoidal dengan variasi jenis gas dan tekanan awal gas, respon kendaraan dan penumpang mencapai kondisi *steady state* kurang dari 3 detik. Dari kedua jenis variasi jenis gas dan tekanan awal gas yang digunakan pada simulasi, hasil dari nilai RMS untuk percepatan getaran penumpang adalah tidak ada keluhan (nyaman) apabila dibandingkan dengan standar ISO 2631 dan mencapai ketahanan lebih dari 24 jam. Untuk gaya tekan ban (*road holding*) untuk variasi jenis gas maupun tekanan gas bernilai positif, sehingga ban dalam posisi aman, yaitu masih menapak jalan.



Gambar 2. 13 Grafik respon perpindahan dan kecepatan terhadap gaya redam pada massa jenis minyak ($\rho=860 \text{ kg/m}^3$), diameter piston ($D_p = 3 \text{ cm}$) dan diameter *orifice* ($D_o = 1 \text{ mm}$) dengan variasi frekuensi^[6]



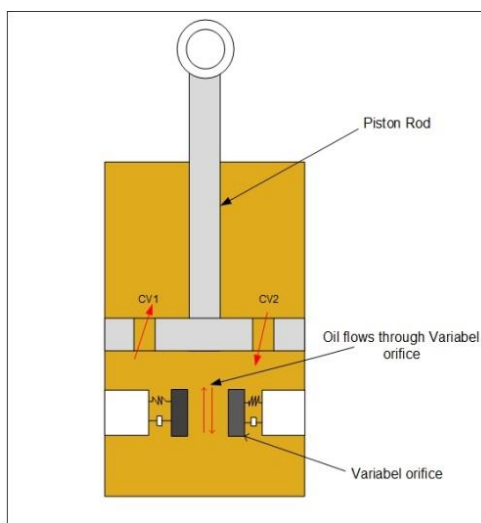
Gambar 2. 14 Grafik respon perpindahan dan kecepatan terhadap gaya redam pada massa jenis minyak ($\rho=860 \text{ kg/m}^3$), diameter piston ($D_p = 3 \text{ cm}$) dan diameter *orifice* ($D_o = 2 \text{ mm}$) dengan variasi frekuensi^[6]



Gambar 2. 15 Grafik respon perpindahan dan kecepatan terhadap gaya redam pada massa jenis minyak ($\rho=860 \text{ kg/m}^3$), diameter piston ($D_p = 3 \text{ cm}$) dan diameter *orifice* ($D_o = 3 \text{ mm}$) dengan variasi frekuensi^[6]

Pada tahun 2016, Rai Anggara Putra^[7] dari Institut Teknologi Sepuluh Nopember melakukan penelitian tentang pemodelan dan analisis pengaruh penggunaan *adaptive shock absorber* dengan *variable orifice* terhadap karakteristik gaya redam dan respon dinamis kendaraan dengan variasi konstanta pegas *variabel orifice*, frekuensi eksitasi dan kecepatan kendaraan. *Variabel orifice* pada *shock absorber* merupakan saluran lubang kecil yang terdapat pada piston silinder hidrolik. Prinsipnya sama seperti fixed orifice dimana gaya redaman tersebut dihasilkan oleh adanya tahanan minyak

melalui orifice pada saat piston bergerak. Kelebihan variabel orifice dibandingkan dengan fixed orifice adalah diameter lubang pada flexibel orifice yang dapat disesuaikan berdasarkan beban yang diterima pada saat piston bergerak, sehingga flexible orifice memiliki range load yang lebih besar dibandingkan fixed orifice. Berikut ini merupakan model fisik dari adaptive *shock absorber* dengan variable orifice yang ditunjukkan oleh gambar 2.16.

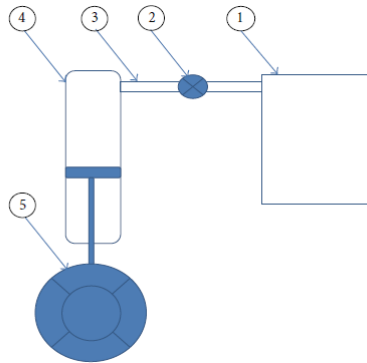


Gambar 2. 16 Model fisik *variable orifice* pada *adaptive shock absorber*

Kesimpulan yang didapatkan dari penelitian tersebut adalah dihasilkan karakteristik gaya redam yang berbeda antara konvensional dan *variabel orifice*. *Variabel orifice* menghasilkan fluktuasi penurunan nilai gaya redam maksimum ekspansi awal dan akhir terbesar dibandingkan jenis konstanta pegas orifice sebelumnya, sedangkan konvensional *orifice* memiliki nilai gaya redam maksimum yang tetap. Penurunan gaya redam terhadap waktu pada *variable orifice* dapat memberikan kemampuan untuk

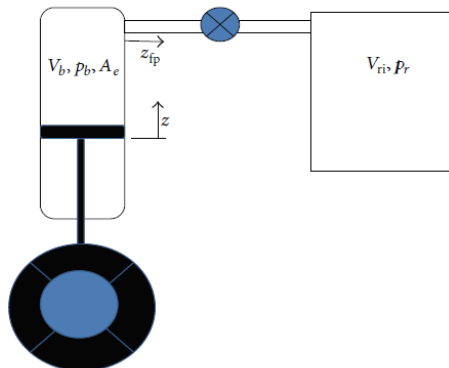
meredam getaran yang lebih baik pada seperempat kendaraan dibandingkan konvensional *orifice* pada saat kecepatan atau frekuensi tinggi. Penelitian selanjutnya dilakukan penambahan sistem *adaptive shock absorber* pada sistem seperempat kendaraan dengan variasi kecepatan kendaraan. Dari variasi tersebut, pada kecepatan tertinggi 120 km/jam tersebut diperoleh bahwa perbandingan perpindahan, kecepatan, percepatan bodi kendaraan pada variable orifice lebih kecil dibandingkan konvensional *orifice*.

Pada tahun 2015, Haider J. Abid dkk mendesain air spring suspension untuk dimodelkan seperempat kendaraan ^[8]. Alat ini memanfaatkan fluida udara yang terkompresi pada reservoir dan silinder *shock absorber* bagian atas sebagai peredam pada kendaraan. Udara yang digunakan pada sistem ini merupakan udara yang mempunyai volume udara yang relative tetap di dalamnya. Cara kerja dari alat ini adalah dengan memanfaatkan tekanan pada udara yang ada di dalam sistem ini pada saat kondisi konstan. Udara mempunyai sifat untuk kembali pada tekanan konstan ketika mendapat tekanan yang besar. Sehingga sifat dari udara ini menimbulkan gaya reaksi ketika tekanan dari bump atau permukaan jalan lebih kecil dari pada tekanan yang ada pada dalam sistem. Tentunya hal ini akan membuat suspensi akan kembali pada posisi tetapnya. Hal inilah yang dimanfaatkan sebagai gaya redam untuk kendaraan. Berikut ini adalah gambar fisik sistem dari air spring suspension yang ditunjukkan pada gambar 2.17.

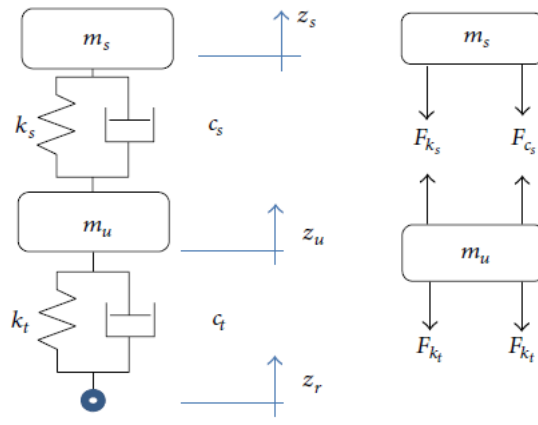


Gambar 2. 17 Gambar fisik air spring suspension^[8]

Komponen yang ditunjukkan dari gambar 2.15 adalah (1) reservoir, (2) controlled valve, (3) surge pipe, (4) airbag, dan (5) tire. Berikut ini merupakan pemodelan seperempat kendaraan yang ditunjukkan pada gambar 2.18 dan 2.19.

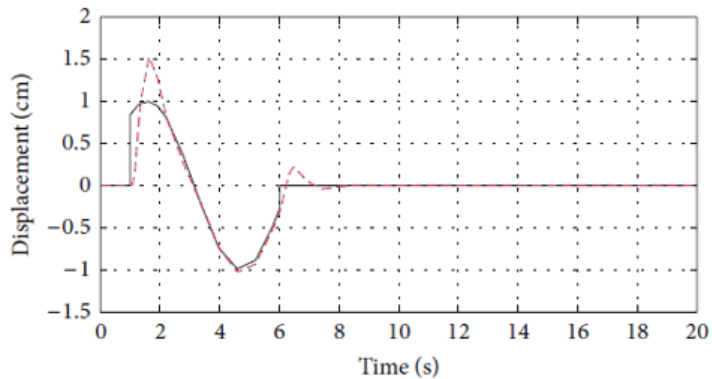


Gambar 2. 18 pemodelan air spring suspension^[8]



Gambar 2. 19 Model seperempat kendaraan^[8]

Kesimpulan dari sistem ini adalah dengan menggunakan Simulink sebagai media pemodelan sistemnya didapatkan bahwa air spring suspension dapat menghasilkan respons dinamis yang sama dengan suspensi konvensional dengan kondisi yang optimal. Berikut ini merupakan hasil dari optimasi air spring suspension yang ditunjukkan oleh gambar 2.20

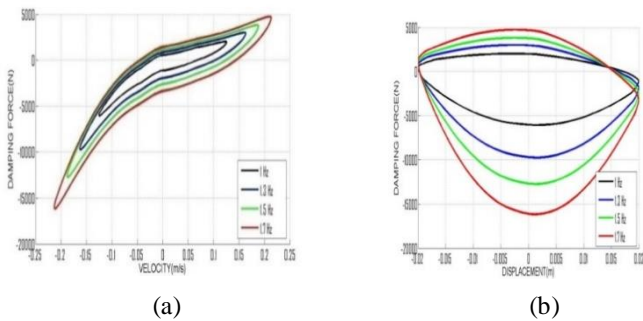


— Road

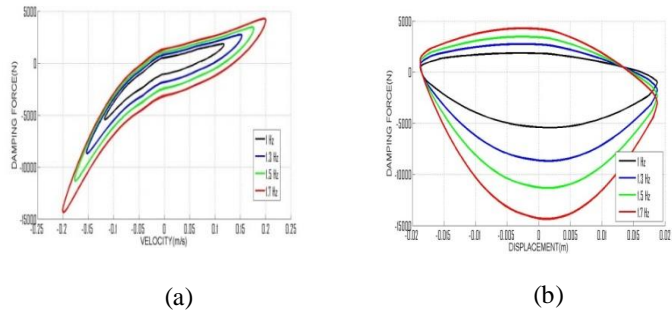
Notations	Description	Values	Units
$K1, K2$	Front-left and front-right suspension stiffness, respectively	19960	N/m
$K3, K4$	Rear-left and Rear-right suspension stiffness, respectively	17500	N/m
$k1-k4$	Front-left and front-right and rear-right and rear-left tire stiffness, respectively	175500	N/m
$C1, C2$	Front-left and front-right suspension damping, respectively	1290	N-s/m
$C3, C4$	Rear-left and rear-right suspension damping, respectively	1690	N-s/m
$c1-c4$	Front-left and front-right and rear-right and rear-left tire damping, respectively	14.6	N-s/m
M	Sprung mass	1460	Kg
$m1-m2$	Front-left and front-right tire mass respectively	40	Kg
$m3-m4$	Rear-left and Rear-right tire mass respectively	35.5	Kg
Jx	Moment of inertia x-direction	460	Kg-m ²
Jy	Moment of inertia y-direction	2460	Kg-m ²
l_1	Distance between the center of gravity of vehicle body and front axle	1.011	m
l_2	Distance between the center of gravity of vehicle body and rear axle	1.803	m
b	Width of track	1.51	m

Gambar 2. 20 Respon dinamis dengan sin wave dan parameter kondisi optimal sistem

Pada tahun 2015, Tri Ayu Rachmawati mahasiswa Lintas Jalur Teknik Mesin Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya melakukan pemodelan respon dinamis sistem HMERSA (*Hydro-Magneto Electro Regenerative Shock Absorber*) pada sistem suspensi truk dengan posisi tegak dan bersudut. Parameter yang digunakan oleh Tri Ayu yaitu diameter silinder 5 cm, diameter batang piston 3 cm, dan diameter pipa 2 mm dengan variasi frekuensi 1 Hz hingga 1.7 Hz dengan kenaikan sebesar 0.2 Hz^[9]. Respon gaya redamp pada sistem HMERSA dengan dan tanpa sudut dapat dilihat pada gambar 2.21 dan 2.22.



Gambar 2. 21 Grafik perbandingan gaya redam terhadap (a) kecepatan dan (b) percepatan pada sistem hidrolik dengan posisi suspensi tegak



Gambar 2. 22 Grafik perbandingan gaya redam terhadap (a) kecepatan dan (b) percepatan pada sistem hidrolik dengan posisi suspensi miring

2.3 Atmospheric Shock absorber

Konsep penelitian mempunyai prinsip yang sama dengan *shock absorber* konvensional, namun dengan fluida dan peletakan orifice yang berbeda. Fluida yang digunakan pada atmospheric *shock absorber* adalah udara yang terkompresi. Udara yang

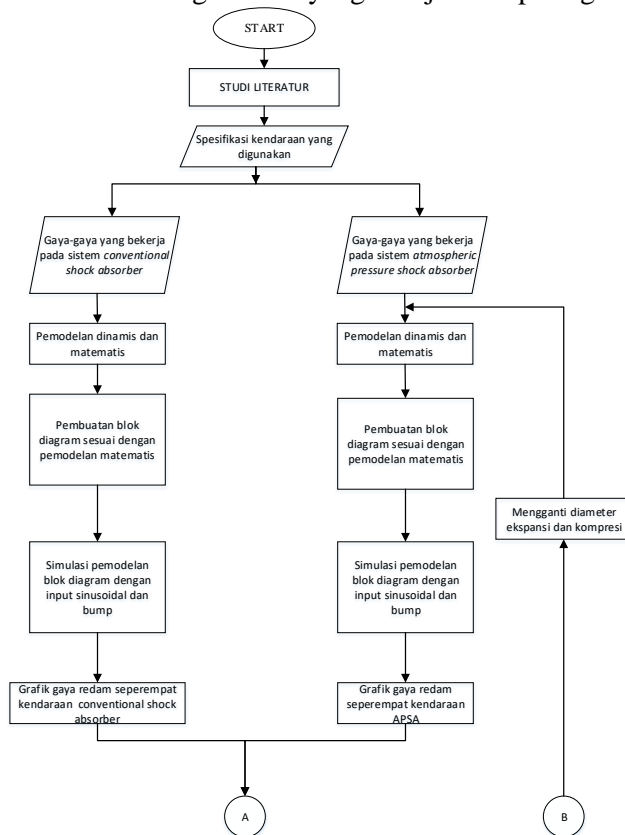
digunakan berasal dari udara pada tekanan atmosfer. Dengan adanya perubahan fluida yang digunakan dari minyak *shock absorber* menjadi udara terkompresi, tentunya hal ini akan mempengaruhi luasan dari orifice ekspansi dan orifice kompresi. Hal ini terjadi karena nilai ρ_{udara} lebih kecil dibandingkan dengan $\rho_{\text{minyakshockabsorber}}$.

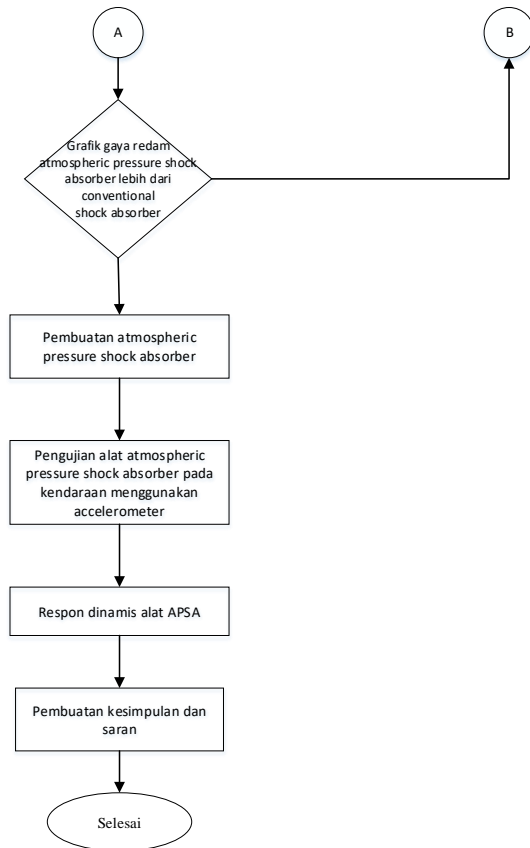
Peletakan lubang orifice kompresi dan ekspansi juga berbeda dengan *shock absorber* konvensional. Pada *shock absorber* konvensional orifice kompresi dan orifice ekspansi terletak pada piston yang ada di dalam silinder *shock absorber* konvensional tersebut. Pada atmospheric *shock absorber* lubang orifice ekspansi diletakkan pada dinding silinder bagian atas yang menembus hingga keluar dinding *shock absorber* tersebut. Sedangkan untuk lubang orifice kompresi diletakkan pada bagian bawah hingga menembus dinding silinder. Pada perancangan alat ini, lubang orifice yang ada di dalam piston akan dihilangkan dan akan diganti dengan lubang orifice yang ada di atas dan bawah tabung silinder *shock absorber*. Cara kerja dari alat ini sama dengan *shock absorber* konvensional namun lubang untuk orifice akan digantikan dengan yang berada pada atas dan bawah tabung silinder *shock absorber*.

BAB III METODOLOGI

3.1 Metodologi Penelitian

Penulisan tugas akhir ini dilakukan untuk mengetahui perbandingan respon dinamis berupa perpindahan, kecepatan, dan percepatan pada sistem suspensi *Atmospheric Pressure Shock Absorber* dan *shock absorber* konvensional. Proses analisis dilakukan menurut diagram alir yang ditunjukkan pada gambar 3.1





Gambar 3. 1 Diagram Alir Penyelesaian Tugas Akhir

Metode pelaksanaan tugas akhir ini secara umum ditunjukkan pada gambar 3.1, dimulai dari studi literatur mengenai sistem suspensi *shock absorber* konvensional dan *Atmospheric Pressure Shock Absorber*. Langkah selanjutnya adalah pemodelan matematis untuk masing-masing sistem suspensi. Kemudian dilanjutkan dengan membuat persamaan gerak dari sistem tersebut. Lalu, dilanjutkan dengan membuat blok diagram pada MATLAB

Simulink dengan input *sinusoidal* dan *bump* dengan masing-masing variasi kecepatan. Dari Simulink tersebut, didapatkan grafik karakteristik gaya redam seperempat kendaraan dengan variasi dimensi kompresi dan ekspansi *shock absorber*.

Selanjutnya, dilanjutkan dengan pembuatan *Atmospheric Pressure Shock Absorber*. Lalu, setelah *Atmospheric Pressure Shock Absorber* tersebut selesai terbuat, alat tersebut diuji pada kendaraan Daihatsu gran max pickup untuk diambil data dengan menggunakan *accelerometer*. Dari pengujian tersebut, akan didapatkan grafik respon dinamis percepatan dari *Atmospheric Pressure Shock Absorber* yang digunakan pada kendaraan. Grafik tersebut lalu dibandingkan dengan simulasi tentang *Atmospheric Pressure Shock Absorber*. Setelah itu, dilanjutkan dengan membuat kesimpulan tentang perbandingan karakteristik dinamis dari sistem suspensi *shock absorber* konvensional dan sistem suspensi *Atmospheric Pressure Shock Absorber*. Lalu dilanjutkan dengan memberikan saran untuk penelitian selanjutnya.

3.2 Tahap Studi Literatur

Dalam penulisan tugas akhir ini diperlukan referensi yang dapat menunjang dalam proses analisis sistem suspensi *shock absorber* konvensional dan sistem suspensi *Atmospheric Pressure Shock Absorber* pada Daihatsu gran max pickup. Oleh karena itu, dilakukan studi literature untuk menambah wawasan, pengetahuan, dan landasan mengenai permasalahan yang akan dibahas. Adapun materi dari studi literature yang mendukung dalam penulisan tugas akhir ini yakni, pemodelan sistem dinamis, konsep bernouli sebagai model matematis shock absorber, mekanika getaran dasar, sistem suspensi *shock absorber* konvensional, dan pembuatan blok diagram diagram pada program MATLAB Simulink. Sedangkan untuk studi lapangan yang dilakukan meliputi penentuan nilai parameter dari sistem suspensi *shock absorber* konvensional dan sistem suspensi *Atmospheric Pressure Shock Absorber*. Adapun parameter yang dimaksud adalah berupa data teknis dari sistem suspensi *shock absorber* konvensional dan sistem suspensi

Atmospheric Pressure Shock Absorber yang meliputi dimensi shock absorber, massa kendaraan Daihatsu gran max pickup saat keadaan kosong, dan massa maksimum kendaraan tersebut pada saat beban maksimal, dan kecepatan saat mobil tersebut berjalan.

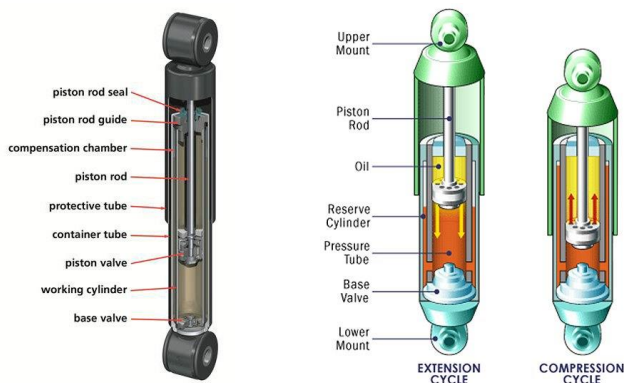
Referensi yang didapat dari studi literatur ini didapatkan dari jurnal ilmiah, maupun penelitian-penelitian terdahulu yang berkaitan. Untuk studi lapangan seperti data tentang dimensi pada kendaraan pickup didapatkan dari kendaraan yang terkait.

3.3 Pemodelan sistem suspensi *Shock Absorber* Konvensional dan sistem suspensi *Atmospheric Pressure Shock Absorber*

3.3.1 Penjelasan Sistem Suspensi *Shock Absorber* Konvensional dan Sistem Suspensi *Atmospheric Pressure Shock Absorber*

a) Sistem suspensi *shock absorber* konvensional

Model sistem suspensi *shock absorber* konvensional pada kendaraan pickup ditunjukkan pada gambar 3.2. Shock absorber adalah komponen utama dari suspensi yang berguna untuk meredam guncangan dan mengubah energi kinetik menjadi energi panas yang direduksi oleh minyak *shock absorber*.



Gambar 3. 2 *Shock Absorber* Konvensional

Sistem suspensi *shock absorber* konvensional terdiri dari dua ruang, yaitu ruang atas dan ruang bawah. Kedua ruang tersebut saling terhubung dengan lubang *orifice* yang berada di dalam piston. Gerakan yang dihasilkan oleh *shock absorber* konvensional adalah gerakan kompresi dan ekspansi. Dimana ketika terjadi kompresi, volume ruang bawah berkurang dan mengalami tekanan yang lebih besar daripada ruang di atasnya. Fluida yang berada pada ruang bawah mengalami tekanan yang besar sehingga fluida keluar menuju ke ruang atas melalui lubang *orifice*. Sebaliknya, ketika terjadi ekspansi, volume ruang atas berkurang dan mempunyai tekanan yang lebih besar daripada ruang bawah. Sehingga, fluida pada ruang atas mempunyai tekanan yang lebih besar dan mengalir menuju ruang bawah melalui *orifice*.

b) Sistem suspensi *Atmospheric Pressure Shock Absorber*

Sistem suspensi ini menggunakan fluida udara sebagai media peredam yang menggantikan fluida oli pada sistem suspensi *shock absorber* konvensional. Dalam tugas akhir ini dilakukan analisis perubahan parameter yang menghasilkan grafik gaya redam pada suspensi *shock absorber* konvensional. Lalu, dilakukan perbandingan dengan simulasi grafik gaya redam APSA. Pemodelan ini dilakukan untuk mengetahui parameter yang paling baik dari hasil perbandingan grafik gaya redam sistem suspensi *Atmospheric Pressure Shock Absorber* dengan sistem suspensi *shock absorber* konvensional. Parameter yang paling mempengaruhi gaya redam adalah diameter kompresi dan diameter ekspansi, dimana lubang *orifice* yang sebelumnya ada di dalam piston pada *shock absorber* konvensional akan dipindah ke bodi dari *Atmospheric Pressure Shock Absorber*. Gambar fisik dari *Atmospheric Pressure Shock Absorber* ditunjukkan oleh gambar 3.3.

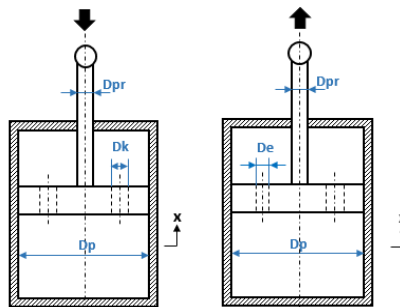


Gambar 3. 3 Model Fisik *Atmospheric Pressure Shock Absorber*

3.3.2 Pemodelan Dinamis Sistem Suspensi *Shock Absorber* konvensional dan Sistem Suspensi *Atmospheric Pressure Shock Absorber*

a) *Shock Absorber* Konvensional

Pemodelan dinamis sistem suspensi *shock absorber* konvensional ditunjukkan oleh gambar 3.4. Sistem suspensi ini terdiri dari sebuah piston, batang piston, dan dua buah orifice dengan katup yang akan terbuka ketika terjadi kompresi maupun ekspansi. Sistem ini terdiri dari dua ruang, yakni ruang atas dan ruang bawah.



Gambar 3. 4 Model Dinamis Sistem Suspensi *Shock Absorber* Konvensional

Keterangan :

Dpr : Diameter Piston Rod

Dk : Diameter Kompresi

De : Diameter Ekspansi

Dp : Diameter Piston

Gaya redam yang terjadi pada sistem suspensi *shock absorber* konvensional dipengaruhi oleh energi disipasi yang terjadi dari minyak yang mengalir melalui orifice. Fluida tersebut diasumsikan sebagai fluida inkompresibel dan ΔP menunjukkan perbedaan tekanan antara ruang bawah dan ruang atas shock absorber. Persamaan yang didapat dari hukum konservasi massa adalah sebagai berikut :

$$Q_o = Q_p$$

$$\zeta \cdot A_o \cdot v_o = A_p \cdot v_p$$

$$v_o = \frac{A_p}{\zeta \cdot A_o} v_p = \quad (3.1)$$

Dimana :

A_o : Luas Orifice (m^2)

A_p : Luas piston (m^2)

ζ : Koefisien discharge

V_o : Kecepatan minyak memasuki lubang orifice (m/s)

V_p : Kecepatan piston (m/s)

Sedangkan persamaan bernouli dari sistem suspensi *shock absorber* konvensional ditunjukkan oleh persamaan 3.2.

$$P_o + \frac{1}{2} \rho v_o^2 + \rho g z_o = P_p + \frac{1}{2} \rho v_p^2 + \rho g z_p$$

$$z_o = z_p,$$

sehingga:

$$\Delta P = \frac{1}{2} \rho (v_o^2 - v_p^2) \quad (3.2)$$

Dimana :

P_o : Tekanan pada orifice

P_p : Tekanan piston

ρ : Densitas fluida

Sehingga dengan dilakukan substitusi didapatkan perhitungan gaya redam pada saat terjadi ekspansi dan kompresi yang ditunjukkan oleh persamaan 3.3 dan 3.4.

- Ekspansi

$$F_{de} = \Delta P \cdot A_e$$

$$F_{de} = \frac{1}{2} \rho (v_o^2 - v_p^2) \cdot A_e$$

$$F_{de} = \frac{1}{2} \rho \left(\left(\frac{A_p}{A_o} v_p \right)^2 - v_p^2 \right) A_e$$

$$F_{de} = \frac{1}{2} \rho \left(\left(\frac{(A_p - A_{pr})}{A_o} \right)^2 - 1 \right) v_p^2 A_e$$

$$F_{de} = \frac{1}{2} \rho \left(\left(\frac{(A_p - A_{pr})}{A_o} \right)^2 - 1 \right) v_p^2 (A_p - A_{pr}) \quad (3.3)$$

- Kompresi

$$F_{dk} = \Delta P \cdot A_k$$

$$F_{dk} = \frac{1}{2} \rho (v_o^2 - v_p^2) \cdot A_k$$

$$F_{dk} = \frac{1}{2} \rho \left(\left(\frac{A_p}{A_o} v_p \right)^2 - v_p^2 \right) A_k$$

$$F_{dk} = \frac{1}{2} \rho \left(\left(\frac{A_p}{A_o} \right)^2 - 1 \right) v_p^2 A_k$$

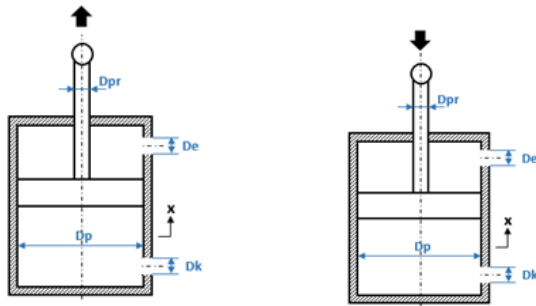
$$F_{dk} = \frac{1}{2} \rho \left(\left(\frac{(A_p - A_{pr})}{A_o} \right)^2 - 1 \right) v_p^2 A_p \quad (3.4)$$

dimana :

A_{pr} : Luas batang piston (m^2)

b) *Atmospheric Pressure Shock Absorber*

Pemodelan dinamis sistem suspensi *Atmospheric Pressure Shock Absorber* ditunjukkan oleh gambar 3.5. Sistem suspensi ini terdiri dari sebuah piston, batang piston, dan dua buah orifice dengan katup yang akan terbuka ketika terjadi kompresi maupun ekspansi. Sistem ini terdiri dari dua ruang, yakni ruang atas dan ruang bawah.



Gambar 3. 5 Model Dinamis sistem Suspensi *Atmospheric Pressure shock absorber* ketika Melakukan Ekspansi
Kompresi

Keterangan :

Dpr : Diameter Piston Rod

Dk : Diameter Kompresi

De : Diameter Ekspansi

Dp : Diameter Piston

Gaya redam yang terjadi pada sistem suspensi *Atmospheric Pressure Shock Absorber* dipengaruhi oleh energi disipasi yang terjadi dari udara terkompresi yang mengalir melalui orifice. Perbedaan dengan *shock absorber* konvensional adalah fluida yang digunakan dalam sistem suspensi ini. Fluida udara terkompresi memiliki ρ sebesar 1.1839 kg/m^3 . Fluida tersebut diasumsikan sebagai fluida inkompresibel dan ΔP menunjukkan perbedaan tekanan antara ruang bawah dan ruang atas shock absorber. Persamaan yang didapat dari hukum konservasi massa ditunjukkan oleh persamaan 3.5. :

$$Q_o = Q_p$$

$$\zeta \cdot A_o \cdot v_o = A_p \cdot v_p$$

$$v_o = \frac{A_p}{\zeta \cdot A_o} v_p \quad (3.5)$$

Dimana :

A_o : Luas Orifice (m^2)

A_p : Luas piston (m^2)

ζ : Koefisien discharge

V_o : Kecepatan minyak memasuki lubang orifice (m/s)

V_p : Kecepatan piston (m/s)

Sedangkan persamaan bernouli dari sistem suspensi *Atmospheric Pressure Shock Absorber* ditunjukkan oleh persamaan 3.6.

$$P_o + \frac{1}{2} \rho v_o^2 + \rho g z_o = P_p + \frac{1}{2} \rho v_p^2 + \rho g z_p$$

$$z_o = z_p,$$

sehingga:

$$\Delta P = \frac{1}{2}\rho(v_o^2 - v_p^2) \quad (3.6)$$

Dimana :

P_o : Tekanan pada orifice

P_p : Tekan piston

ρ : Densitas fluida

Sehingga dengan dilakukan substitusi didapatkan perhitungan gaya redam pada saat terjadi ekspansi dan kompresi yang ditunjukkan oleh persamaan 3.7 dan 3.8.

- Ekspansi

$$\begin{aligned} F_{de} &= \Delta P \cdot A_e \\ F_{de} &= \frac{1}{2}\rho(v_o^2 - v_p^2) \cdot A_e \\ F_{de} &= \frac{1}{2}\rho \left(\left(\frac{A_p}{A_o} v_p \right)^2 - v_p^2 \right) A_e \\ F_{de} &= \frac{1}{2}\rho \left(\left(\frac{(A_p - A_{pr})}{A_o} \right)^2 - 1 \right) v_p^2 A_e \\ F_{de} &= \frac{1}{2}\rho \left(\left(\frac{(A_p - A_{pr})}{A_o} \right)^2 - 1 \right) v_p^2 (A_p - A_{pr}) \quad (3.7) \end{aligned}$$

- Kompresi

$$\begin{aligned} F_{de} &= \Delta P \cdot A_k \\ F_{de} &= \frac{1}{2}\rho(v_o^2 - v_p^2) \cdot A_k \\ F_{de} &= \frac{1}{2}\rho \left(\left(\frac{A_p}{A_o} v_p \right)^2 - v_p^2 \right) A_k \end{aligned}$$

$$F_{de} = \frac{1}{2} \rho \left(\left(\frac{A_p}{A_o} \right)^2 - 1 \right) v_p^2 A_k$$

$$F_{de} = \frac{1}{2} \rho \left(\left(\frac{A_p - A_{pr}}{A_o} \right)^2 - 1 \right) v_p^2 A_p \quad (3.8)$$

dimana :

A_{pr} : Luas batang piston (m²)

3.3.3 Parameter Penelitian

Nilai parameter yang digunakan dalam penelitian ini didapatkan dari pengukuran pada sistem suspensi *shock absorber* konvensional. Nilai parameter diambil dari referensi penelitian-penelitian sebelumnya. Parameter yang diambil mengacu kepada penggunaan Daihatsu gran max sebagai media uji coba dalam penelitian *hydro magneto electric regenerative shock absorber*. Parameter yang digunakan dalam penelitian *shock absorber* konvensional dan *Atmospheric Pressure Shock Absorber* ditunjukkan pada tabel 3.1 dan tabel 3.2 berikut ini :

Tabel 3. 1 Parameter Shock Absorber Konvensional

Parameter	Nilai
Diameter batang piston (Dpr)	18 mm
Diameter silinder hidrolik (Dp)	32 mm
massa jenis fluida (ρ)	860 kg/m ³
Koefisien discharge	0.3
Diameter ekspansi	2,5 mm
Diameter kompresi	3 mm

Tabel 3. 2 Parameter Penelitian *Atmospheric Pressure Shock Absorber*

Parameter	Nilai
Diameter batang piston (Dpr)	25 mm
Diameter silinder hidrolik (D)	60 mm
Massa jenis fluida (ρ)	1.1839 kg/m ³
Koefisien discharge	0.3
Diameter ekspansi	0.1 mm
Diameter kompresi	0.1 mm

3.3.4 Spesifikasi Kendaraan

Adapun kendaraan yang akan dipakai dalam pengujian ini adalah Daihatsu gran max pickup. Berikut ini merupakan gambar dari kendaraan yang akan dipakai dalam pengujian yang ditunjukkan pada gambar 3.6

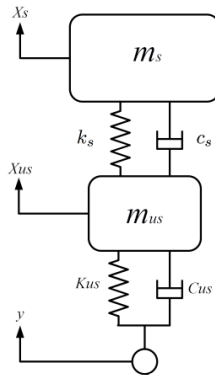


Gambar 3. 6 Daihatsu Gran Max Pick Up

Pengujian dilakukan dengan cara mengukur respon dinamis kendaraan dengan menggunakan sistem suspensi *Atmospheric Pressure Shock Absorber* dan *shock absorber* konvensional pada kecepatan 10, 15, dan 20 km/jam dengan menggunakan accelerometer yang disambung dengan *oscilloscope* untuk penyimpanan datanya. Lalu, kedua data respon dinamis percepatan dari suspensi tersebut dibandingkan, dan dapat ditarik kesimpulan dari pengujian pada kendaraan tersebut.

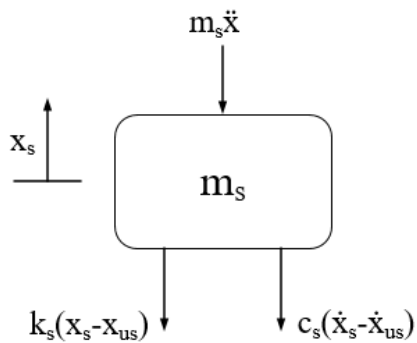
3.3.5 Pemodelan Matematis *Atmospheric Pressure Shock Absorber* dan *Shock absorber* Konvensional

Pada persamaan matematis dari *Atmospheric Pressure Shock Absorber* dan *Shock absorber* konvensional pada seperempat kendaraan, terdapat dua jenis massa, yakni massa *sprung* dan *unsprung*. Massa *sprung* (m_s) merupakan massa yang ditumpu di atas suspensi, seperti massa body, mesin, interior, frame, dan lain-lain. Untuk massa *unsprung* (m_{us}) merupakan massa suspensi, roda, bearing, rem, dan lain-lain. Berikut ini merupakan pemodelan matematis dari *Atmospheric Pressure Shock Absorber* dan *Shock absorber* konvensional pada seperempat kendaraan yang ditunjukkan pada gambar 3.6



Gambar 3. 7 Pemodelan Matematis APSA dan Shock absorber konvensional

Free body diagram untuk massa sprung :



Gambar 3. 8 Free Body Diagram Massa *Sprung* pada Seperempat Kendaraan

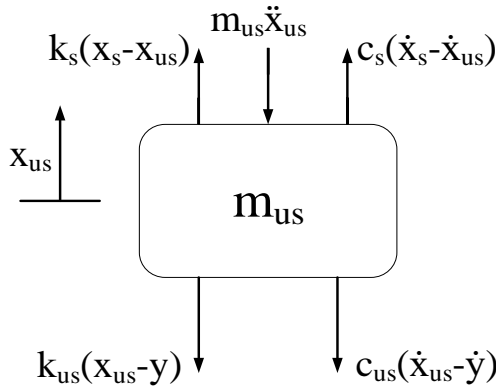
Sehingga didapatkan persamaan dari gambar 3.8 yang ditunjukkan oleh persamaan 3.9.

$$m_s \ddot{x}_s + k_s(x_s - x_{us}) + C_s(\dot{x}_s - \dot{x}_{us}) = 0$$

$$m_s \ddot{x}_s = -k_s(x_s - x_{us}) - C_s(\dot{x}_s - \dot{x}_{us})$$

$$\ddot{x}_s = \frac{1}{m_s} [-k_s(x_s - x_{us}) - C_s(\dot{x}_s - \dot{x}_{us})] \quad (3.7)$$

Free body diagram untuk massa unsprung ditunjukkan oleh gambar 3.9



Gambar 3. 9 Free Body Diagram Massa Unsprung pada Seperempat Kendaraan

Sehingga didapatkan persamaan gerak dari gambar 3.9 yang ditunjukkan oleh persamaan 3.10.

$$m_{us} \ddot{x}_{us} - k_s(x_s - x_{us}) - C_s(\dot{x}_s - \dot{x}_{us}) + k_{us}(x_{us} - y) + C_{us}(\dot{x}_{us} - \dot{y}) = 0$$

$$m_{us} \ddot{x}_{us} = k_s(x_s - x_{us}) + C_s(\dot{x}_s - \dot{x}_{us}) - k_{us}(x_{us} - y) - C_{us}(\dot{x}_{us} - \dot{y})$$

$$\ddot{x}_{us} = \frac{1}{m_{us}} [k_s(x_s - x_{us}) + C_s(\dot{x}_s - \dot{x}_{us}) - k_{us}(x_{us} - y) - C_{us}(\dot{x}_{us} - \dot{y})] \quad (3.10)$$

3.3.6 Blok Diagram dan Analisis Grafik

Pemodelan dilakukan dengan memasukkan parameter yang ada pada halaman *editor* yang ada pada *software* MATLAB. Langkah selanjutnya adalah membuat blok diagram dari persamaan matematis yang telah dibuat pada program Simulink. Blok diagram ini bertujuan untuk mengetahui respon dinamis dari *shock absorber*. Selanjutnya Blok diagram yang sudah terbuat dihubungkan dengan halaman *editor* yang memuat parameter *shock absorber* dengan cara memasukkan nama file blok diagram yang akan disimulasikan pada halaman editot tersebut. Setelah itu, simulasi dijalankan dan akan muncul grafik gaya redam terhadap perpindahan dan kecepatan.

Grafik tersebut merupakan grafik karakteristik gaya redam pada *shock absorber* yang disimulasikan. Karakteristik gaya redam merupakan sebuah informasi yang penting untuk diketahui, hal ini dikarenakan grafik tersebut digunakan untuk menganalisa beban yang dapat diangkut oleh kendaraan yang memakai *shock absorber* tersebut.

3.3.7 Pembuatan APSA dan Implementasi pada Kendaraan Uji

Setelah menentukan parameter yang diuji dan disimulasikan menggunakan MATLAB Simulink. Maka, didapatkan diameter silinder, kompresi, dan ekspansi yang tepat untuk menghasilkan gaya redam yang sesuai dengan *shock absorber* konvensional. Setelah itu, akan dilakukan pembuatan *shock absorber* ini, *shock absorber* ini menggunakan komponen tabung silinder seperti *shock absorber* konvensional dan piston dengan diameter yang telah ditentukan. Lalu, setelah alat tersebut terbuat, dilakukan pembuatan diameter ekspansi dan kompresi yang ada pada

tabung silinder sesuai ukuran yang telah ditentukan. Setelah itu, dilakukan pemasangan pada kendaraan uji dengan cara mengganti *shock absorber* konvensional yang terpasang pada bagian kiri belakang kendaraan dengan APSA.

Sistem APSA terdiri dari beberapa komponen yang digabungkan sehingga menjadi satu *shock absorber* yang utuh. Adapun komponen tersebut seperti, piston rod, piston, dan tabung silinder. Komponen tersebut ditunjukkan oleh gambar 3.10 dan 3.11 di bawah ini



Gambar 3. 10 Piston Rod dan Piston



Gambar 3. 11 Tabung Silinder

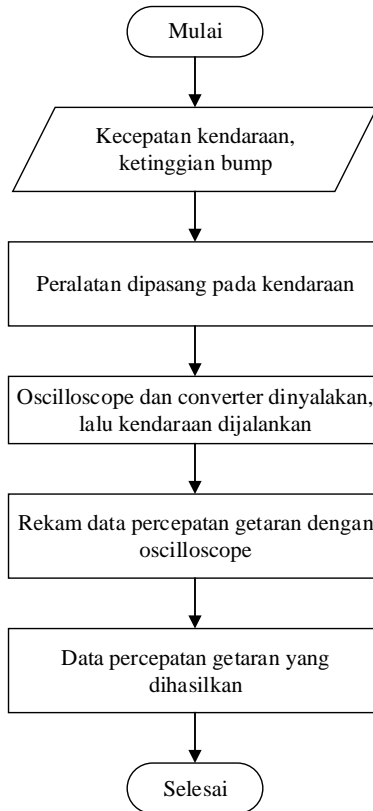
Berikut ini merupakan komponen-komponen dari sistem APSA yang telah digabung menjadi satu yang ditunjukkan pada gambar 3.12 di bawah ini



Gambar 3. 12 Shock Absorber APSA

3.3.8 Pengujian pada Kendaraan Uji

Berikut ini merupakan gambar diagram alir pengujian pada kendaraan uji yang ditunjukkan pada gambar 3.13 :



Gambar 3. 13 Diagram Alir Pengujian Alat APSA pada Kendaraan Uji

Pengujian APSA dilakukan dengan menggunakan kendaraan uji Daihatsu gran max pick up. Hal ini dilakukan karena Daihatsu gran max pick up merupakan salah satu mobil

angkut barang yang paling banyak digunakan oleh masyarakat Indonesia. Pengujian dilakukan dengan memasang *Shock Absorber* APSA tersebut pada bagian belakang kiri kendaraan uji. Namun, untuk pemasangan sistem suspensi APSA pada bagian kanan bukan tidak mungkin untuk dilakukan. Pemasangan pada bagian belakang kiri kendaraan dilakukan karena bagian kiri kendaraan mempunyai bagian yang lebih luas dibandingkan dengan bagian kanan kendaraan sehingga membuat pemasangan menjadi lebih mudah. Berikut ini merupakan proses pemasangan APSA pada kendaraan uji yang ditunjukkan pada gambar 3.14 di bawah ini



Gambar 3. 14 Proses Pemasangan APSA pada Kendaraan Uji

Proses pemasangan dilakukan dengan cara melepas *Shock Absorber* konvensional pada bagian kiri belakang kendaraan uji lalu digantikan dengan *Shock Absorber* APSA. Berikut ini merupakan gambar APSA yang telah terpasang pada kendaraan uji yang ditunjukkan pada gambar 3.15 dan 3.16 berikut ini.



Gambar 3. 15 Tampak Depan APSA yang Telah Terpasang pada Kendaraan Uji



Gambar 3. 16 Tampak Belakang APSA yang Telah Terpasang pada Kendaraan Uji

Setelah dilakukan pemasangan pada kendaraan uji, langkah selanjutnya adalah melakukan instalasi alat uji pada kendaraan uji tersebut. Adapun alat yang dibutuhkan dalam pengujian tersebut yakni, *oscilloscope*, *accelerometer*, *power inverter*, dan *accelerometer power supply*. Berikut ini merupakan gambar dari alat pengujian tersebut yang ditunjukkan pada gambar 3.17 sampai 3.18



Gambar 3. 17 *Oscilloscope*

Oscilloscope berfungsi untuk menampilkan data grafik respon dinamis percepatan terhadap waktu yang didapatkan dari *accelerometer*. Alat ini juga dapat menyimpan data respon dinamis percepatan melalui perangkat *flashdisk*.



Gambar 3. 18 *Accelerometer*

Accelerometer merupakan sebuah sensor untuk mengukur percepatan. Fungsi dari alat ini pada pengujian ini adalah untuk mengukur percepatan pada bodi kendaraan uji.



Gambar 3. 19 *Power Inverter*

Power inverter merupakan sebuah alat yang digunakan untuk mengubah arus DC menjadi AC. Hal ini berguna ketika melakukan pengujian pada kendaraan uji, dimana

oscilloscope yang digunakan menggunakan arus AC. Sedangkan sumber listrik yang ada dalam mobil yang didapatkan dari *lighter (power outlet)* merupakan arus DC sehingga diperlukan *power inverter* untuk merubah arus tersebut.



Gambar 3. 20 Kabel Penghubung

Kabel yang ditunjukkan pada gambar 3.20 merupakan kabel khusus yang digunakan sebagai penghubung antara *accelerometer power supply* dengan *oscilloscope*. Kabel ini mempunyai colokan khusus sehingga sesuai dengan colokan yang ada pada *oscilloscope* dan *accelerometer power supply*.



Gambar 3. 21 *Accelerometer Power Supply*

Accelerometer power supply berfungsi untuk meningkatkan daya pada *accelerometer* sehingga data yang didapatkan dari *accelerometer* tersebut dapat dibaca oleh *oscilloscope*.

Setelah semua komponen dari alat uji tersebut disiapkan, lalu komponen-komponen tersebut dihubungkan seperti yang ditunjukkan pada gambar 3.22. *Accelerometer* diletakkan di lantai bak belakang di atas bagian suspensi yang akan diuji. lalu dihubungkan dengan *accelerometer power supply* dengan cara memasukkan colokan yang terdapat pada *accelerometer* ke dalam lubang sensor yang ada pada *accelerometer power supply*, lalu *accelerometer power supply* tersebut dihubungkan dengan *oscilloscope* dengan menggunakan kabel khusus. Kabel khusus tersebut dimasukkan ke dalam lubang *accelerometer power supply* yang bertuliskan output, sedangkan colokan yang berada pada ujung kabel yang berlawanan dimasukkan ke dalam lubang *oscilloscope* yang bertuliskan angka 1. Lalu, *oscilloscope* tersebut dinyalakan dengan menggunakan sumber listrik yang ada pada kendaraan uji. Untuk itu, diperlukan power inverter untuk merubah arus DC menjadi AC.



Gambar 3. 22 Instalasi Alat uji pada Kendaraan Uji

3.3.9 Pengambilan Data

Pengambilan data dilakukan dengan membuat 6 variasi, yakni dilakukan pada kecepatan 10 km/jam, 15 km/jam, 20 km/jam, 30 km/jam, 40 km/jam, dan 50 km/jam. Untuk kecepatan 10 km/jam, 15 km/jam, dan 20 km/jam dilakukan pada bump. Sedangkan untuk kecepatan 30 km/jam, 40 km/jam, dan 50 km/jam dilakukan pada jalan yang bergelombang. Pengambilan data dilakukan dengan menggunakan dua variasi *Shock Absorber* yakni *Shock Absorber* konvensional dan APSA. Cara pengambilan data yang dilakukan adalah dengan melewati bump atau jalan bergelombang sesuai dengan variasi yang telah ditentukan. Lalu, sebelum melewati bump dan jalan bergelombang oscilloscope terlebih dahulu dipersiapkan agar ketika melewati bump dan jalan bergelombang data yang telah terekam dalam oscilloscope dapat segera disimpan ke dalam flashdisk. Pengambilan data melibatkan tiga orang, yakni satu orang sebagai supir kendaraan uji, satu orang sebagai pengambil data yang berada di dalam bak, dan sisanya sebagai seorang yang mendokumentasi jalannya pengambilan data ini.

3.3.10 Pengolahan Data

Pengolahan data dilakukan dengan cara membuka data yang didapatkan dari hasil pengujian yang telah disimpan di dalam *flashdisk*. Kemudian, didapatkan data yang berupa voltase dan gambar grafik dari hasil pengujian. Dikarenakan data tersebut masih berupa voltase sehingga data tersebut harus diolah terlebih dahulu dengan menggunakan *software Microsoft excel* untuk mendapatkan respon percepatan. Data tersebut juga masih mempunyai banyak *noise* yang membuat data tersebut menjadi kurang akurat. *Noise* merupakan sebuah gangguan yang terjadi ketika pengujian menggunakan *accelerometer* yang membuat keakuratan dari data tersebut menjadi terganggu. *Noise* ini berasal dari getaran dari bodi kendaraan saat mesin sedang dihidupkan. *Noise* berasal dari guncangan pada permukaan jalan yang tidak rata sebelum melewati bump atau jalan bergelombang yang akan diuji. Cara yang dilakukan agar data yang diambil semakin akurat adalah dengan cara memperhalus grafik respon dinamis percepatan yang telah diolah dengan menggunakan program *filtering* dan *smoothing* lalu juga dilakukan penghapusan *noise* sehingga grafik yang didapatkan semakin akurat. Hasil dari pengolahan data ini adalah grafik respon percepatan terhadap waktu sesuai dengan masing-masing variasi kecepatan. Variasi dari pengujian ini adalah kecepatan 10 km/jam, 15 km/jam, 20 km/jam, 30 km/jam, 40 km/jam, dan 50 km/jam.

BAB IV

ANALISIS DATA DAN PEMBAHASAN

4.1 Simulasi Software MATLAB Simulink

Pada tugas akhir ini, dilakukan pemodelan seperempat kendaraan sistem *shock absorber* konvensional dan APSA pada kendaraan angkut dengan menggunakan software MATLAB Simulink. Simulasi ini berguna untuk mendapatkan gaya redam suspensi terhadap perpindahan, dan kecepatan yang dihasilkan dari masing-masing *shock absorber* tersebut. Cara kerja dari software ini adalah dengan memasukkan parameter masing-masing *shock absorber* ke dalam skrip yang berupa M-file setelah itu dihubungkan dengan blok diagram yang telah disambungkan. Hasil yang didapatkan dari simulasi ini adalah berupa grafik gaya redam masing-masing sistem suspensi.

4.1.1 Parameter Simulasi

Simulasi yang dilakukan dalam tugas akhir ini adalah simulasi sistem *shock absorber* konvensional dan sistem APSA. Kedua simulasi ini mempunyai parameter yang berbeda. Berikut ini merupakan parameter dari simulasi sistem *shock absorber* ditunjukkan oleh table 4.1, sedangkan parameter dari simulasi sistem APSA ini ditunjukkan oleh table 4.2.

Tabel 4. 1 Parameter Sistem *Shock Absorber* Konvensional

Parameter	Nilai
Diameter ekspansi	2.5 mm
Diameter kompresi	3 mm
Diameter piston rod	18 mm

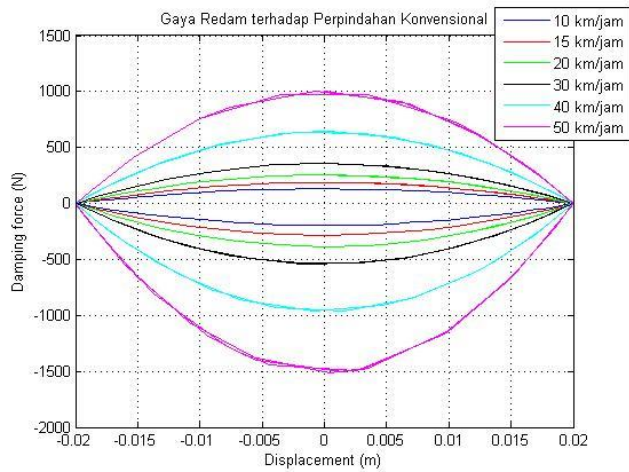
Diameter piston	32 mm
Massa jenis fluida	860 kg/m ³
Coefficient discharge	0.3

Tabel 4. 2 Parameter Sistem APSA

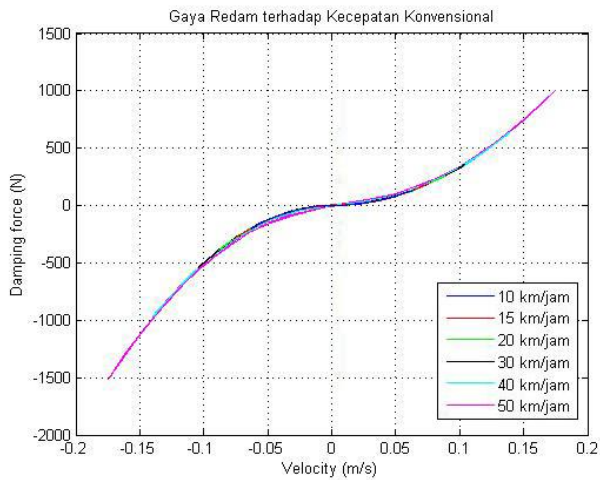
Parameter	Nilai
Diameter ekspansi	1 mm
Diameter kompresi	1 mm
Diameter piston rod	25 mm
Diameter piston	60 mm
Massa jenis fluida	1.189 kg/m ³
Coefficient discharge	0.3

4.1.2 Simulasi Sistem *Shock Absorber* Konvensional dengan Variasi *Input Frekuensi*

Simulasi dilakukan berdasarkan persamaan 2.18. Simulasi sistem *shock absorber* konvensional dilakukan dengan memasukkan input variasi frekuensi yang berbeda. Frekuensi yang berbeda ini menggambarkan kecepatan kendaraan ketika diuji. Adapun pengujian kendaraan dilakukan dengan menggunakan 6 kecepatan yang berbeda yakni 10 km/jam, 15 km/jam, 20 km/jam, 30 km/jam, 40 km/jam, dan 50 km/jam. Frekuensi dari kecepatan tersebut secara berturut-turut yakni, 0.28, 0.417, 0.55, 0.83, 1.11, dan 1.389. Simulasi ini dilakukan berdasarkan parameter dari *Shock Absorber* konvensional yang ditunjukkan pada table 4.1. Hasil yang didapatkan dari simulasi ini adalah berupa 2 grafik, yakni grafik gaya redam terhadap perpindahan dan grafik gaya redam terhadap kecepatan yang ditunjukkan pada gambar 4.1 dan 4.2 berikut ini.



Gambar 4. 1 Grafik Gaya Redam Terhadap Perpindahan pada *Shock Absorber* Konvensional



Gambar 4. 2 Grafik Gaya Redam Terhadap Kecepatan pada *Shock Absorber* Konvensional

Pada gambar 4.1 dapat dilihat bahwa gaya redam yang terjadi bernilai maksimum ketika berada pada titik perpindahan 0 m. Sedangkan gaya redam bernilai 0 N ketika berada pada titik perpindahan 0.02 m. Kompresi terjadi pada grafik bernilai negative, piston bergerak dari titik tengah piston menuju ke titik batas bawah shock absorber akan mengalami pengurangan nilai gaya redam dari nilai maksimum sampai dengan gaya redam bernilai 0 N. Sedangkan, ekspansi terjadi pada grafik bernilai positif, piston bergerak dari titik tengah piston menuju ke titik batas atas shock absorber akan mengalami pengurangan nilai gaya redam dari nilai maksimum sampai dengan gaya redam bernilai 0 N.

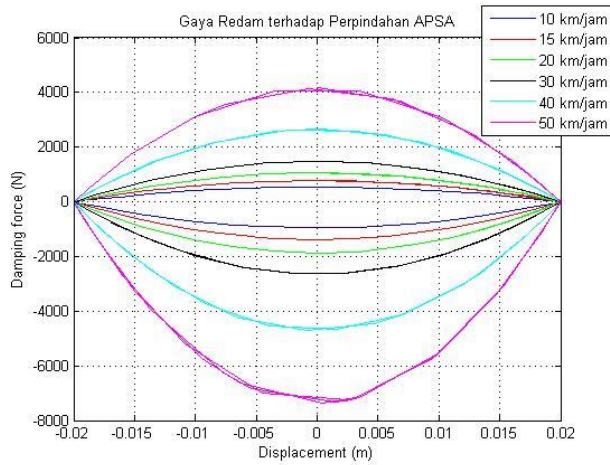
Berdasarkan gambar 4.1 dan 4.2, nilai gaya redam pada kecepatan 10 km/jam mempunyai nilai gaya redam maksimum yang paling kecil dibandingkan dengan kecepatan lainnya. Nilai gaya redam maksimum dari kecepatan 10 km/jam adalah 130.1 N pada saat ekspansi dan 195.9 N pada saat kompresi. Sedangkan, pada kecepatan 15 km/jam mempunyai nilai gaya redam sebesar 187.3 N pada saat ekspansi dan 282.8 N pada saat kompresi. Lalu, pada kecepatan 20 km/jam mempunyai nilai gaya redam sebesar 255 N pada saat ekspansi dan 384.9 N pada saat kompresi. Pada kecepatan 30 km/jam mempunyai nilai gaya redam sebesar 358.4 N pada saat ekspansi dan 536.6 N pada saat kompresi. Sedangkan pada kecepatan 40 km/jam mempunyai nilai gaya redam sebesar 641.1 N pada saat ekspansi dan 966 N pada saat kompresi. Setelah itu, pada kecepatan 50 km/jam mempunyai nilai gaya redam sebesar 1004 N pada saat ekspansi dan 1515 N pada saat kompresi.

Berdasarkan data yang didapatkan, grafik di atas sesuai dengan teori yang ada. Dimana, gaya redam yang semakin besar seiring dengan meningkatnya kecepatan kendaraan. Hal ini berdasarkan persamaan $F_d = c\dot{x}$ dimana ketika \dot{x} semakin

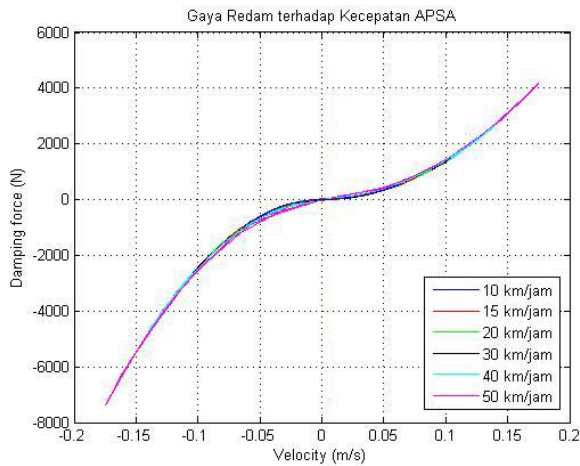
besar dengan konstanta redaman yang sama, maka gaya redam akan semakin besar. Lalu, Gaya redam pada kondisi kompresi lebih besar daripada saat kondisi ekspansi. Hal ini terjadi karena perbedaan luas permukaan kerja saat kondisi ekspansi dan kompresi. Dimana luas permukaan kompresi lebih besar dibandingkan dengan luas permukaan kerja pada saat kondisi ekspansi. Hal ini dikarenakan pada saat kompresi luas permukaan kerja yang digunakan merupakan luasan piston bawah (Ap), sedangkan luas permukaan yang digunakan ketika terjadi ekspansi menggunakan luasan piston bagian atas dimana luasan tersebut adalah luas piston dikurangi dengan luasan piston rod (Ap-Apr).

4.1.3 Simulasi Sistem APSA

Simulasi selanjutnya adalah simulasi sistem APSA. Simulasi dilakukan berdasarkan persamaan 2.18. Simulasi APSA dilakukan dengan memasukkan input variasi frekuensi yang sama dengan simulasi *Shock Absorber* konvensional. Frekuensi ini menggambarkan kecepatan kendaraan ketika diuji. Adapun pengujian kendaraan dilakukan dengan menggunakan 6 kecepatan yang berbeda yakni 10 km/jam, 15 km/jam, 20 km/jam, 30 km/jam, 40 km/jam, dan 50 km/jam. Frekuensi dari kecepatan tersebut secara berturut-turut yakni, 0.28, 0.417, 0.55, 0.83, 1.11, dan 1.389. Simulasi ini dilakukan berdasarkan parameter dari APSA yang ditunjukkan pada table 4.2. Hasil yang didapatkan dari simulasi ini adalah berupa 2 grafik, yakni grafik gaya redam terhadap perpindahan dan grafik gaya redam terhadap kecepatan yang ditunjukkan pada gambar 4.3 dan 4.4 berikut ini.



Gambar 4. 3 Grafik Gaya Redam Terhadap Perpindahan pada APSA



Gambar 4. 4 Grafik Gaya Redam Terhadap Kecepatan pada APSA

Pada gambar 4.3 dapat dilihat bahwa gaya redam yang terjadi bernilai maksimum ketika berada pada titik perpindahan 0 m. Sedangkan gaya redam bernilai 0 N ketika berada pada titik perpindahan 0.02 m. Kompresi terjadi pada grafik bernilai negative, piston bergerak dari titik tengah piston menuju ke titik batas bawah shock absorber akan mengalami pengurangan nilai gaya redam dari nilai maksimum sampai dengan gaya redam bernilai 0 N. Sedangkan, ekspansi terjadi pada grafik bernilai positif, piston bergerak dari titik tengah piston menuju ke titik batas atas shock absorber akan mengalami pengurangan nilai gaya redam dari nilai maksimum sampai dengan gaya redam bernilai 0 N.

Berdasarkan gambar 4.3 dan 4.4, nilai gaya redam pada kecepatan 10 km/jam mempunyai nilai gaya redam maksimum yang paling kecil dibandingkan dengan kecepatan lainnya. Nilai gaya redam maksimum dari kecepatan 10 km/jam adalah 539.3 N pada saat ekspansi dan 953 N pada saat kompresi. Sedangkan, pada kecepatan 15 km/jam mempunyai nilai gaya redam sebesar 776.6 N pada saat ekspansi dan 1376 N pada saat kompresi. Lalu, pada kecepatan 20 km/jam mempunyai nilai gaya redam sebesar 1057 N dan 1873 N pada saat kompresi. Pada kecepatan 30 km/jam mempunyai nilai gaya redam sebesar 1486 N pada saat ekspansi dan 2611 N pada saat kompresi. Sedangkan pada kecepatan 40 km/jam mempunyai nilai gaya redam sebesar 2658 N pada saat ekspansi dan 4701 N pada saat kompresi. Setelah itu, pada kecepatan 50 km/jam mempunyai nilai gaya redam sebesar 4156 N pada saat ekspansi dan 7370 N pada saat kompresi.

Berdasarkan data yang didapatkan, grafik di atas sesuai dengan teori yang ada. Dimana, gaya redam yang semakin besar seiring dengan meningkatnya kecepatan kendaraan. Hal ini berdasarkan persamaan $F_d = c\dot{x}$ dimana ketika \dot{x} semakin besar dengan konstanta redaman yang sama, maka gaya redam

akan semakin besar. Lalu, Gaya redam pada kondisi kompresi lebih besar daripada saat kondisi ekspansi. Hal ini terjadi karena perbedaan luas permukaan kerja saat kondisi ekspansi dan kompresi. Dimana luas permukaan kompresi lebih besar dibandingkan dengan luas permukaan kerja pada saat kondisi ekspansi dan kompresi. Hal ini dikarenakan pada saat kompresi luas permukaan kerja yang digunakan merupakan luasan piston bawah (Ap), sedangkan luas permukaan yang digunakan ketika terjadi ekspansi menggunakan luasan piston bagian atas dimana luasan tersebut adalah luas piston dikurangi dengan luasan piston rod (Ap-Apr).

4.1.4 Perbandingan Hasil Simulasi Sistem *Shock Absorber* Konvensional dengan Sistem APSA

Berikut ini merupakan perbandingan nilai gaya redam terhadap kecepatan kendaraan berdasarkan simulasi yang telah dilakukan antara *Shock Absorber* konvensional dengan APSA yang ditunjukkan oleh table 4.3 di bawah ini

Tabel 4. 3 Perbandingan Hasil Simulasi *Shock Absorber* Konvensional dengan APSA

Kecepatan (km/h)	Konvensional (N)		APSA (N)	
	Ekspansi	Kompresi	Ekspansi	Kompresi
10	130.1	195.9	539.3	953
15	187.3	282.8	776.6	1376
20	255	384.9	1057	1873

30	358.4	536.6	1486	2611
40	641.1	966	2658	4701
50	1004	1515	4156	7370

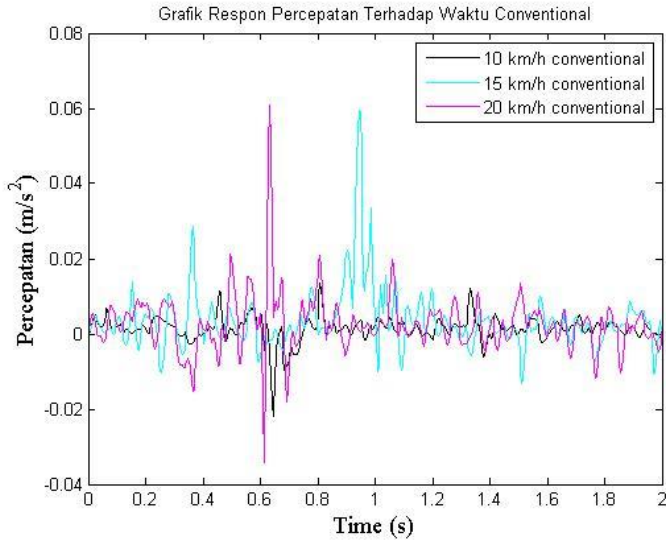
Pada table 4.3 dapat dilihat bahwa gaya redam pada APSA lebih besar dibandingkan dengan *shock absorber* konvensional pada setiap variasi kecepatan.

4.2 Analisis Data Pengujian *Shock Absorber* Konvensional

Setelah dilakukan pengolahan data yang didapat dari hasil pengujian, maka didapatkan grafik respon dinamis percepatan terhadap waktu. Berikut ini merupakan analisis dari grafik respon dinamis percepatan terhadap waktu pada *Shock Absorber* konvensional dengan masing-masing variasi kecepatan kendaraan uji.

4.2.1 Analisis Perbandingan Respon Percepatan *Shock Absorber* Konvensional pada *Bump*

Untuk menganalisis kesesuaian grafik respon percepatan pada *bump* dengan menggunakan *shock absorber* konvensional, maka dibutuhkan perbandingan respon percepatan dari masing-masing variable kecepatan. Dimana kecepatan yang dilalui oleh kendaraan uji pada *bump* adalah 10 km/jam, 15 km/jam, 20 km/jam. Berikut ini merupakan grafik perbandingan respon percepatan *shock absorber* konvensional pada *bump* yang ditunjukkan pada gambar 4.5 di bawah ini



Gambar 4. 5 Grafik Perbandingan Respon Percepatan *Shock Absorber* Konvensional pada *Bump*

Berdasarkan gambar 4.5 data dari grafik perbandingan respon percepatan *shock absorber* konvensional pada *bump* diberikan pada table 4.4 Di bawah ini :

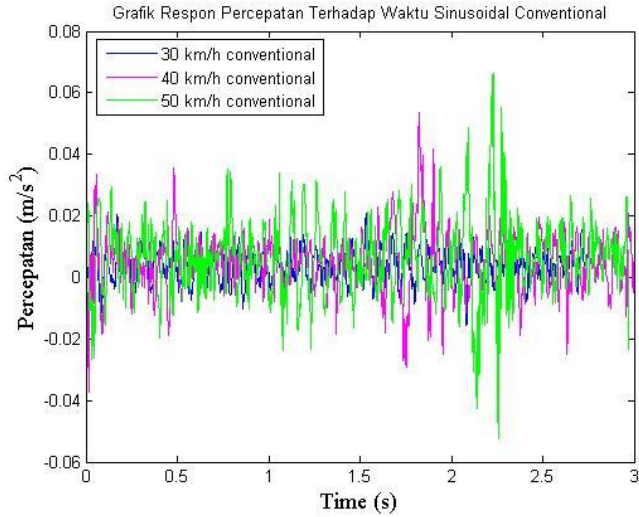
Tabel 4. 4 Data Perbandingan Respon Percepatan *Shock Absorber* Konvensional pada Bump

Kecepatan Kendaraan Uji	Respon Percepatan Maksimum
10 km/jam	0.01345 m/s ²
15 km/jam	0.05946 m/s ²
20 km/jam	0.0608 m/s ²

Berdasarkan table 4.4 dapat dilihat bahwa *trendline* dari data respon percepatan maksimum pada pengujian yang dilakukan pada *bump* dengan menggunakan *shock absorber* konvensional dengan variasi kecepatan 10 km/jam, 15 km/jam, dan 20 km/jam adalah naik. Hal ini tentunya sesuai dengan teori yang ada dimana respon percepatan naik seiring dengan naiknya kecepatan.

4.2.2 Analisis Perbandingan Respon Percepatan *Shock Absorber* Konvensional pada Jalan Bergelombang

Untuk menganalisis kesesuaian grafik respon percepatan pada jalan bergelombang dengan menggunakan *shock absorber* konvensional, maka dibutuhkan perbandingan RMS percepatan dari masing-masing variable kecepatan. Dimana kecepatan yang dilalui oleh kendaraan uji pada jalan bergelombang adalah 30 km/jam, 40 km/jam, 50 km/jam. Berikut ini merupakan grafik perbandingan respon percepatan *shock absorber* konvensional pada jalan bergelombang yang ditunjukkan pada gambar 4.6 di bawah ini



Gambar 4. 6 Grafik Perbandingan Respon Percepatan *Shock Absorber* Konvensional pada Jalan Bergelombang

Berdasarkan gambar 4.6 data dari grafik perbandingan respon percepatan *shock absorber* konvensional pada jalan bergelombang diberikan pada table 4.5 di bawah ini:

Tabel 4. 5 Data Perbandingan RMS Percepatan *Shock Absorber* Konvensional pada Jalan Bergelombang

Kecepatan Kendaraan Uji	RMS
30 km/jam	0.012979 m/s^2
40 km/jam	0.024236 m/s^2
50 km/jam	0.038362 m/s^2

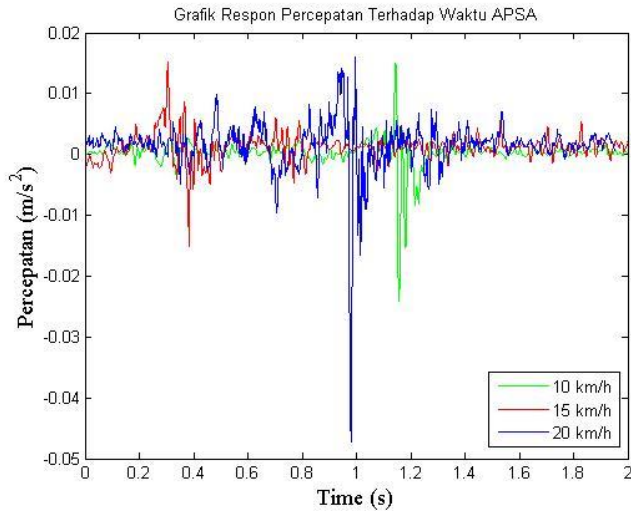
Berdasarkan table 4.4 dapat dilihat bahwa *trendline* dari data RMS percepatan pada pengujian yang dilakukan pada jalan bergelombang dengan menggunakan *shock absorber* konvensional dengan variasi kecepatan 30 km/jam, 40 km/jam, dan 50 km/jam adalah naik. Hal ini tentunya sesuai dengan teori yang ada dimana RMS percepatan naik seiring dengan naiknya kecepatan kendaraan uji.

4.3 Analisis Data Pengujian APSA

Setelah dilakukan pengolahan data yang didapat dari hasil pengujian, maka didapatkan grafik respon dinamis percepatan terhadap waktu. Berikut ini merupakan analisis dari grafik respon dinamis percepatan terhadap waktu pada APSA dengan masing-masing variasi kecepatan kendaraan uji.

4.3.1 Analisis Perbandingan Respon Percepatan APSA pada *Bump*

Untuk menganalisis kesesuaian grafik respon percepatan pada *bump* dengan menggunakan APSA, maka dibutuhkan perbandingan respon percepatan dari masing-masing variable kecepatan. Dimana kecepatan yang dilalui oleh kendaraan uji pada *bump* adalah 10 km/jam, 15 km/jam, 20 km/jam. Berikut ini merupakan grafik perbandingan respon percepatan APSA pada *bump* yang ditunjukkan pada gambar 4.7 di bawah ini



Gambar 4. 7 Grafik Perbandingan Respon Percepatan APSA pada *Bump*

Berdasarkan gambar 4.7 Data dari grafik perbandingan respon percepatan APSA pada bump diberikan pada table 4.6 di bawah ini :

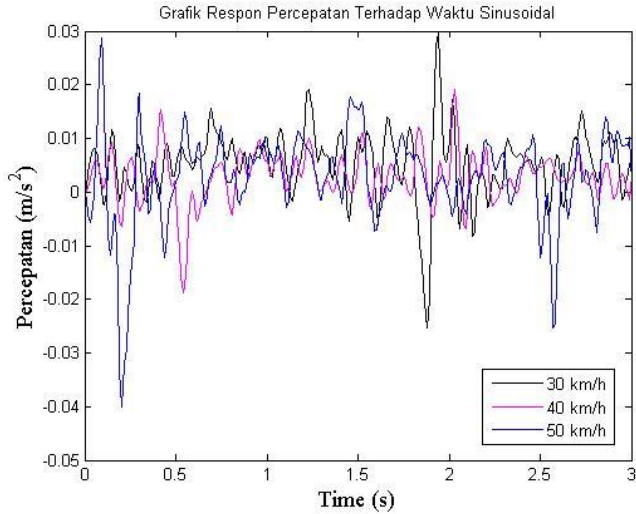
Tabel 4. 6 Data Perbandingan Respon Percepatan APSA pada *Bump*

Kecepatan Kendaraan Uji	Respon Percepatan Maksimum
10 km/jam	0.01494 m/s ²
15 km/jam	0.01515 m/s ²
20 km/jam	0.01608 m/s ²

Berdasarkan table 4.6 dapat dilihat bahwa *trendline* dari data respon percepatan maksimum pada pengujian yang dilakukan pada *bump* dengan menggunakan APSA dengan variasi kecepatan 10 km/jam, 15 km/jam, dan 20 km/jam adalah naik. Hal ini tentunya sesuai dengan teori yang ada. Teori tersebut adalah respon percepatan maksimum naik seiring dengan naiknya kecepatan kendaraan uji.

4.3.2 Analisis Perbandingan Respon Percepatan APSA pada Jalan Bergelombang

Untuk menganalisis kesesuaian grafik respon percepatan pada jalan bergelombang dengan menggunakan APSA, maka dibutuhkan perbandingan respon percepatan dari masing-masing variable kecepatan. Dimana kecepatan yang dilalui oleh kendaraan uji pada bump adalah 30 km/jam, 40 km/jam, 50 km/jam. Berikut ini merupakan grafik perbandingan respon percepatan APSA pada jalan bergelombang yang ditunjukkan pada gambar 4.8 di bawah ini



Gambar 4. 8 Grafik Perbandingan Respon Percepatan APSA pada Jalan Bergelombang

Berdasarkan gambar 4.8 data dari grafik perbandingan respon percepatan APSA pada jalan bergelombang diberikan pada table 4.7 di bawah ini :

Tabel 4. 7 Data Perbandingan RMS Percepatan APSA pada Jalan Bergelombang

Kecepatan Kendaraan Uji	RMS
30 km/jam	0.014123 m/s ²
40 km/jam	0.010948 m/s ²
50 km/jam	0.018396 m/s ²

Berdasarkan table 4.7 dapat dilihat bahwa pada kecepatan 30 km/jam RMS percepatan memiliki nilai yang paling tinggi dibandingkan kedua variasi kecepatan yakni kecepatan 40 km/jam dan kecepatan 50 km/jam. Pada variasi kecepatan 40 km/jam dan kecepatan 50 km/jam mempunyai *trendline* yang naik. Pada kecepatan 30 km/jam terhadap kecepatan 40 km/jam tentunya tidak sesuai dengan teori yang ada. Teori tersebut adalah RMS percepatan naik seiring dengan naiknya kecepatan kendaraan uji. Namun, pada kecepatan 40 km/jam terhadap 50 km/jam sesuai dengan teori yang ada dimana RMS percepatan naik seiring dengan naiknya kecepatan kendaraan uji.

Kesalahan yang tidak sesuai dengan teori ini dapat terjadi dikarenakan pengaruh dari beberapa faktor yakni, respon pedal gas dan pengereman dari pengemudi yang tidak selalu sama dalam menyetir kendaraan uji dan Ketidakefektifan pelumasan yang terdapat pada antara piston dan dinding silinder APSA.

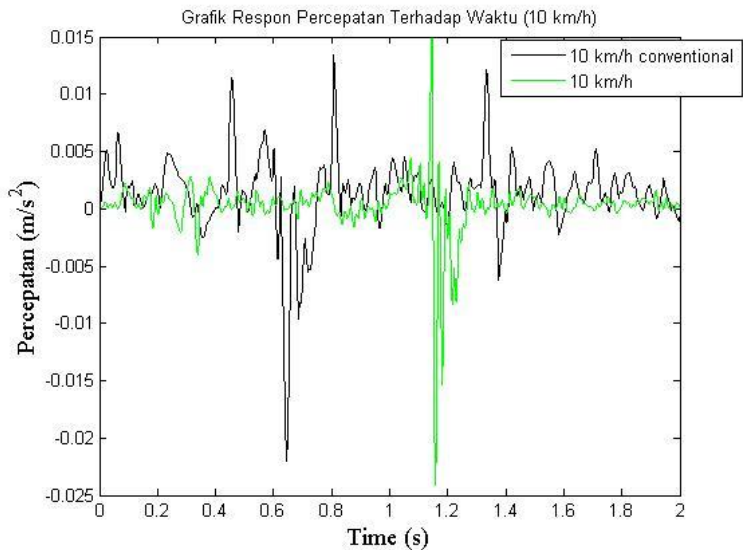
4.4 Analisis Perbandingan Data Pengujian *Shock Absorber* Konvensional dan APSA

Setelah dilakukan perbandingan variasi kecepatan pada masing-masing *shock absorber*, Berikut ini merupakan analisis perbandingan Data Pengujian *shock absorber* Konvensional dan APSA.

4.4.1 Analisis Perbandingan Data Pengujian pada *Bump* dengan Kecepatan 10 km/jam

Berdasarkan hasil dari pengujian yang dilakukan dengan menggunakan *accelerometer* yang dibaca dengan *oscilloscope* ketika kendaraan uji melewati *bump* dengan menggunakan APSA pada kecepatan 10 km/jam dan dengan dilakukannya pengolahan data dengan menggunakan *Software Microsoft excel*, program *filtering* dan *smoothing*, maka didapatkan grafik perbandingan respon percepatan

terhadap waktu *shock absorber* konvensional dan APSA yang ditunjukkan pada gambar 4.9 sebagai berikut



Gambar 4. 9 Grafik Perbandingan Respon Percepatan *Shock Absorber* Konvensional dan APSA pada *Bump* dengan Kecepatan 10 km/jam

Berdasarkan gambar 4.9 Data dari grafik perbandingan respon percepatan *shock absorber* konvensional dan APSA pada *bump* dengan kecepatan 10 km/jam diberikan pada table 4.8 di bawah ini :

Tabel 4. 8 Data Perbandingan Respon Percepatan *Shock Absorber* dan APSA pada *Bump* dengan Kecepatan 10 km/jam

Jenis Shock	Respon Percepatan Maksimum
<i>Shock Absorber</i> Konvensional	0.01345 m/s ²
APSA	0.01494 m/s ²

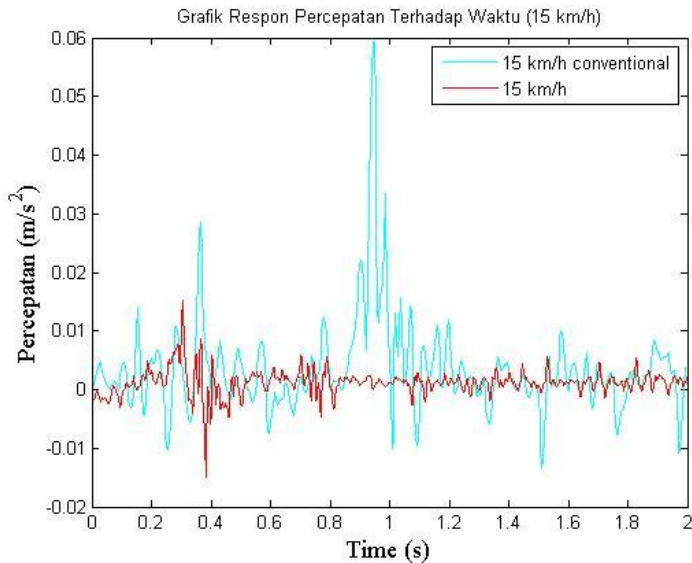
Berdasarkan table 4.8 dapat dilihat bahwa respon percepatan maksimum APSA pada kecepatan 10 km/jam lebih tinggi dibandingkan dengan *shock absorber* konvensional. Hal ini tentunya tidak sesuai dengan teori yang ada dimana *shock absorber* dengan gaya redam yang lebih tinggi mempunyai respon percepatan yang lebih rendah. APSA mempunyai gaya redam yang lebih tinggi dibandingkan dengan *shock absorber* konvensional.

Hal ini dapat terjadi dikarenakan pengaruh dari beberapa faktor yakni, respon pedal gas dan pengereman dari pengemudi yang tidak selalu sama dalam menyetir kendaraan uji dan Ketidaksempurnaan pelumasan yang terdapat pada antara piston dan dinding silinder APSA

4.4.2 Analisis Perbandingan Data Pengujian pada *Bump* dengan Kecepatan 15 km/jam

Berdasarkan hasil dari pengujian yang dilakukan dengan menggunakan *accelerometer* yang dibaca dengan *oscilloscope* ketika kendaraan uji melewati *bump* dengan menggunakan APSA pada kecepatan 15 km/jam dan dengan dilakukannya pengolahan data dengan menggunakan *Software Microsoft excel*, program *filtering* dan *smoothing*,

maka didapatkan grafik perbandingan respon percepatan terhadap waktu *Shock Absorber* konvensional dan APSA yang ditunjukkan pada gambar 4.10 Sebagai berikut



Gambar 4. 10 Grafik Perbandingan Respon Percepatan *Shock Absorber* Konvensional dan APSA pada *Bump* dengan Kecepatan 15 km/jam

Berdasarkan gambar 4.10 Data dari grafik perbandingan respon percepatan *Shock Absorber* konvensional dan APSA pada *bump* dengan kecepatan 15 km/jam diberikan pada table 4.9 di bawah ini :

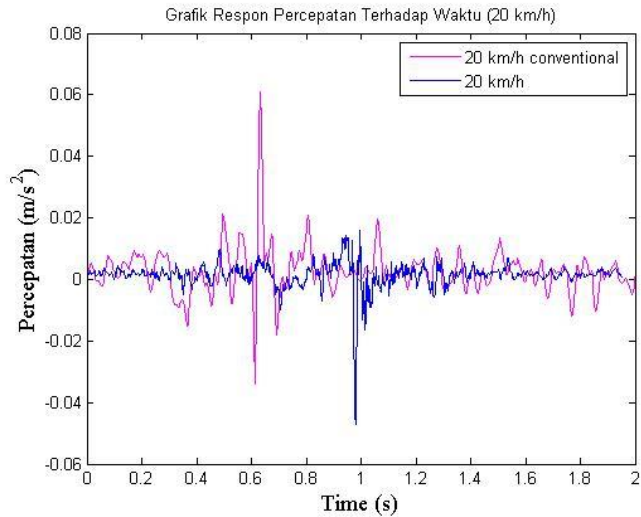
Tabel 4. 9 Data Perbandingan Respon Percepatan *Shock Absorber* dan APSA pada Bump dengan Kecepatan 15 km/jam

Jenis Shock	Respon Percepatan Maksimum
<i>Shock Absorber</i> Konvensional	0.05946 m/s ²
APSA	0.01515 m/s ²

Berdasarkan table 4.9 Dapat dilihat bahwa respon percepatan maksimum APSA pada kecepatan 15 km/jam lebih rendah dibandingkan dengan *shock absorber* konvensional. Hal ini tentunya sesuai dengan teori yang ada. Teori tersebut adalah *shock absorber* dengan gaya redam yang lebih tinggi mempunyai respon percepatan yang lebih rendah. APSA mempunyai gaya redam yang lebih tinggi dibandingkan dengan *shock absorber* konvensional.

4.4.3 Analisis Perbandingan Data Pengujian pada Bump dengan Kecepatan 20 km/jam

Berdasarkan hasil dari pengujian yang dilakukan dengan menggunakan *accelerometer* yang dibaca dengan *oscilloscope* ketika kendaraan uji melewati *bump* dengan menggunakan APSA pada kecepatan 20 km/jam dan dengan dilakukannya pengolahan data dengan menggunakan *Software Microsoft excel*, program *filtering* dan *smoothing*, maka didapatkan grafik perbandingan respon percepatan terhadap waktu *shock absorber* konvensional dan APSA yang ditunjukkan pada gambar 4.11 sebagai berikut



Gambar 4. 11 Grafik Perbandingan Respon Percepatan *Shock Absorber* Konvensional dan APSA pada *Bump* dengan Kecepatan 20 km/jam

Berdasarkan gambar 4.11 Data dari grafik perbandingan respon percepatan *shock absorber* konvensional dan APSA pada *bump* dengan kecepatan 20 km/jam diberikan pada table 4.10 Di bawah ini :

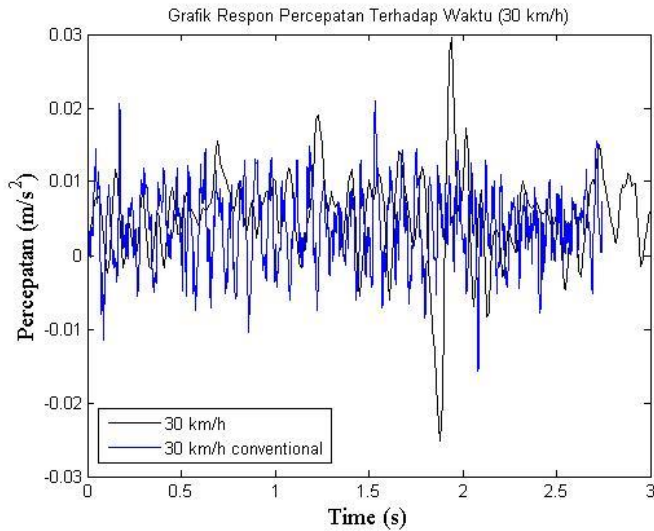
Tabel 4. 10 Data Perbandingan Respon Percepatan *Shock Absorber* dan APSA pada *Bump* dengan Kecepatan 20 km/jam

Jenis Shock	Respon Percepatan Maksimum
<i>Shock Absorber</i> Konvensional	0.0608 m/s ²
APSA	0.01608 m/s ²

Berdasarkan table 4.10 Dapat dilihat bahwa respon percepatan maksimum APSA pada kecepatan 20 km/jam lebih rendah dibandingkan dengan *shock absorber* konvensional. Hal ini tentunya sesuai dengan teori yang ada. Teori tersebut adalah *shock absorber* dengan gaya redam yang lebih tinggi mempunyai respon percepatan yang lebih rendah. APSA mempunyai gaya redam yang lebih tinggi dibandingkan dengan *shock absorber* konvensional.

4.4.4 Analisis Perbandingan Data Pengujian pada Jalan Bergelombang dengan Kecepatan 30 km/jam

Berdasarkan hasil dari pengujian yang dilakukan dengan menggunakan *accelerometer* yang dibaca dengan *oscilloscope* ketika kendaraan uji melewati jalan bergelombang dengan menggunakan *Shock Absorber* konvensional dan APSA pada kecepatan 30 km/jam dan dengan dilakukannya pengolahan data dengan menggunakan *Software Microsoft excel*, program *filtering* dan *smoothing*, maka didapatkan grafik perbandingan respon percepatan terhadap waktu *shock absorber* konvensional dan APSA yang ditunjukkan pada gambar 4.12 sebagai berikut



Gambar 4. 12 Grafik Perbandingan Respon Percepatan *Shock Absorber* Konvensional dan APSA pada Jalan Bergelombang dengan Kecepatan 30 km/jam

Berdasarkan gambar 4.12 data dari grafik perbandingan respon percepatan *shock absorber* konvensional dan APSA pada jalan bergelombang dengan kecepatan 30 km/jam diberikan pada table 4.11 Di bawah ini :

Tabel 4. 11 Data Perbandingan Respon Percepatan *Shock Absorber* dan APSA pada Jalan Bergelombang dengan Kecepatan 30 km/jam

Jenis Shock	RMS
<i>Shock Absorber</i> Konvensional	0.012979 m/s ²
APSA	0.014123 m/s ²

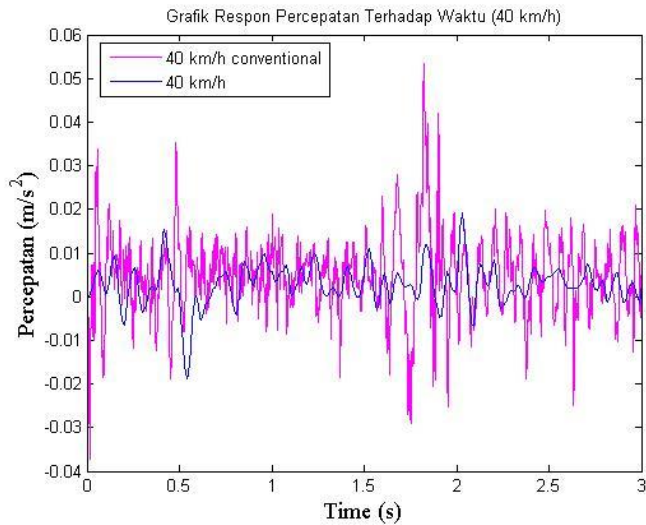
Berdasarkan table 4.11 dapat dilihat bahwa RMS percepatan APSA pada kecepatan 30 km/jam lebih tinggi dibandingkan dengan *shock absorber* konvensional. Hal ini tentunya tidak sesuai dengan teori yang ada dimana *shock absorber* dengan gaya redam yang lebih tinggi mempunyai RMS percepatan yang lebih rendah. APSA mempunyai gaya redam yang lebih tinggi dibandingkan dengan *shock absorber* konvensional.

Hal ini dapat terjadi dikarenakan pengaruh dari beberapa faktor yakni, respon pedal gas dan pengereman dari pengemudi yang tidak selalu sama dalam menyetir kendaraan uji dan Ketidaksempurnaan pelumasan yang terdapat pada antara piston dan dinding silinder APSA.

4.4.5 Analisis Perbandingan Data Pengujian pada Jalan Bergelombang dengan Kecepatan 40 km/jam

Berdasarkan hasil dari pengujian yang dilakukan dengan menggunakan *accelerometer* yang dibaca dengan *oscilloscope* ketika kendaraan uji melewati jalan bergelombang dengan menggunakan *shock absorber* konvensional dan APSA pada kecepatan 40 km/jam dan dengan dilakukannya pengolahan data dengan menggunakan

Software Microsoft excel, program *filtering* dan *smoothing*, maka didapatkan grafik perbandingan respon percepatan terhadap waktu *shock absorber* konvensional dan APSA yang ditunjukkan pada gambar 4.13 sebagai berikut



Gambar 4. 13 Grafik Perbandingan Respon Percepatan *Shock Absorber* Konvensional dan APSA pada Jalan Bergelombang dengan Kecepatan 40 km/jam

Berdasarkan gambar 4.13 Data dari grafik perbandingan respon percepatan *shock Absorber* konvensional dan APSA pada jalan bergelombang dengan kecepatan 40 km/jam diberikan pada table 4.12 di bawah ini :

Tabel 4. 12 Data Perbandingan Respon Percepatan *Shock Absorber* dan APSA pada Jalan Bergelombang dengan Kecepatan 40 km/jam

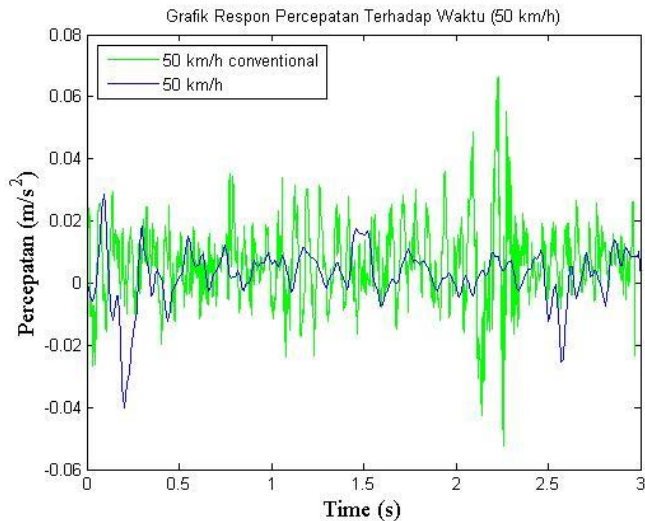
Jenis Shock	RMS
<i>Shock Absorber</i> Konvensional	0.024236 m/s ²
APSA	0.010948 m/s ²

Berdasarkan table 4.12 dapat dilihat bahwa RMS percepatan APSA pada kecepatan 40 km/jam lebih rendah dibandingkan dengan *shock absorber* konvensional. Hal ini tentunya sesuai dengan teori yang ada. Teori tersebut adalah *shock absorber* dengan gaya redam yang lebih tinggi mempunyai RMS percepatan yang lebih rendah. APSA mempunyai gaya redam yang lebih tinggi dibandingkan dengan *shock absorber* konvensional.

4.4.6 Analisis Perbandingan Data Pengujian pada Jalan Bergelombang dengan Kecepatan 50 km/jam

Berdasarkan hasil dari pengujian yang dilakukan dengan menggunakan *accelerometer* yang dibaca dengan *oscilloscope* ketika kendaraan uji melewati jalan bergelombang dengan menggunakan *shock absorber* konvensional dan APSA pada kecepatan 50 km/jam dan dengan dilakukannya pengolahan data dengan menggunakan *Software Microsoft excel*, program *filtering* dan *smoothing*, maka didapatkan grafik perbandingan respon percepatan

terhadap waktu *shock absorber* konvensional dan APSA yang ditunjukkan pada gambar 4.14 sebagai berikut



Gambar 4. 14 Grafik Perbandingan Respon Percepatan *Shock Absorber* Konvensional dan APSA pada Jalan Bergelombang dengan Kecepatan 50 km/jam

Berdasarkan gambar 4.14 data dari grafik perbandingan respon percepatan *shock absorber* konvensional dan APSA pada jalan bergelombang dengan kecepatan 50 km/jam diberikan pada table 4.13 di bawah ini :

Tabel 4. 13 Data Perbandingan Respon Percepatan *Shock Absorber* dan APSA pada Jalan Bergelombang dengan Kecepatan 50 km/jam

Jenis Shock	RMS
<i>Shock Absorber</i> Konvensional	0.038362 m/s ²
APSA	0.018396 m/s ²

Berdasarkan table 4.13 dapat dilihat bahwa RMS percepatan APSA pada kecepatan 50 km/jam lebih rendah dibandingkan dengan *shock absorber* konvensional. Hal ini tentunya sesuai dengan teori yang ada. Teori tersebut adalah *shock absorber* dengan gaya redam yang lebih tinggi mempunyai RMS percepatan yang lebih rendah. APSA mempunyai gaya redam yang lebih tinggi dibandingkan dengan *shock absorber* konvensional.

4.5 Perbandingan *Shock Absorber* Konvensional dan APSA

Setelah dilakukan perbandingan dengan variasi kecepatan pada masing-masing *shock absorber* dan perbandingan APSA dan *shock absorber* konvensional dengan masing-masing variasi kecepatan, maka berikut ini merupakan perbandingan semua data dari *shock absorber* konvensional dan APSA yang ditunjukkan pada table 4.14 dan table 4.15 Di bawah ini :

Tabel 4. 14 Perbandingan Respon Percepatan Maksimum *Bump* Antara *Shock Absorber* Konvensional dengan APSA

Kecepatan Kendaraan Uji	Respon Percepatan Maksimum APSA	Respon Percepatan Maksimum Konvensional
10 km/jam	0.01494 m/s ²	0.01345 m/s ²
15 km/jam	0.01515 m/s ²	0.05946 m/s ²
20 km/jam	0.01608 m/s ²	0.0608 m/s ²

Tabel 4. 15 Perbandingan RMS Percepatan pada Jalan Bergelombang antara *Shock Absorber* Konvensional dengan APSA

Kecepatan Kendaraan Uji	RMS APSA	RMS Konvensional
30 km/jam	0.014123 m/s ²	0.012979 m/s ²
40 km/jam	0.010948 m/s ²	0.024236 m/s ²
50 km/jam	0.018396 m/s ²	0.038362 m/s ²

Pada table 4.14 dan table 4.15 dapat dilihat perbandingan respon percepatan antara APSA dengan *shock absorber* konvensional pada *bump* maupun jalan bergelombang dengan masing-masing variasi kecepatan. Sehingga, dapat dilihat bahwa respon percepatan *shock absorber* konvensional pada jalan bergelombang dan *bump* mengikuti teori yang ada dimana kecepatan yang lebih tinggi mempunyai respon percepatan yang semakin tinggi. Pada hasil eksperimen dari APSA pada *bump* juga menghasilkan data yang sesuai dengan teori yang ada. Sedangkan hasil eksperimen dari APSA pada jalan bergelombang dengan

kecepatan 30 km/jam mempunyai RMS percepatan dengan nilai yang paling tinggi daripada kecepatan 40 km/jam dan 50 km/jam. Untuk kecepatan 40 km/jam dan 50 km/jam RMS percepatan sesuai dengan teori yang ada dimana mempunyai *trendline* yang naik. Dari keseluruhan data yang diambil pada *bump*, respon percepatan maksimum pada APSA lebih kecil dibandingkan dengan *shock absorber* konvensional kecuali pada kecepatan 10 km/jam. Hal ini sesuai dengan teori yang ada dimana pada kecepatan yang sama gaya redam APSA lebih tinggi sehingga respon percepatan maksimumnya menjadi lebih rendah. Pada data pengujian yang diambil pada jalan yang bergelombang menunjukkan bahwa RMS APSA lebih rendah daripada RMS *shock absorber* konvensional kecuali pada kecepatan 30 km/jam. Hal ini juga sesuai dengan teori yang ada dimana pada kecepatan yang sama gaya redam APSA lebih tinggi dibandingkan dengan *shock absorber* konvensional sehingga RMS menjadi semakin kecil.

Kesalahan pada pengujian dapat terjadi karena pengaruh dari beberapa faktor yakni, respon pedal gas dan pengereman dari pengemudi yang tidak selalu sama dalam menyetir kendaraan uji dan Ketidaksempurnaan pelumasan yang terdapat pada antara piston dan dinding silinder APSA.

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Kesimpulan yang dapat diambil dari penelitian ini adalah

1. Telah terbuatnya *prototype* dari APSA dengan diameter 6 cm dan lubang *orifice* ekspansi sebesar 1 mm dan kompresi 1 mm.
2. *Prototype* dapat dipasang pada Daihatsu gran max pick up pada bagian suspensi belakang.
3. Gaya redam yang didapatkan dari hasil simulasi menunjukkan bahwa gaya redam pada APSA lebih besar dibandingkan dengan *shock absorber* konvensional.
4. Hasil simulasi dari APSA dan shock absorber menunjukkan bahwa semakin besar kecepatan kendaraan maka semakin tinggi gaya redam dari shock absorber tersebut.
5. Gaya redam yang semakin tinggi pada kecepatan yang sama membuat respon percepatan kendaraan semakin rendah.
6. Secara keseluruhan, APSA lebih baik dibandingkan dengan *shock absorber* konvensional karena respon percepatan APSA lebih kecil dibandingkan dengan *shock absorber* konvensional

5.2 Saran

Saran untuk penelitian selanjutnya adalah

1. Dibuatkan *cover* pada *orifice* APSA untuk mencegah air masuk ke dalam silinder, sehingga lebih aman dipakai ketika hujan dan melewati genangan air.
2. Diimplementasikan pada kendaraan selain Daihatsu gran max.

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Poonamohan, Pinjarla, Kishore Lakshmana. 2012. *Design and Analysis of a Shock Absorber*. India: GIET.
- [2] Kruger, Wolf R., Ondrej Vaculin, dan Martin Spieck. 2004. *Evaluation of Active Damping for Reduction of Noise, Vibration, and Motion of Ground Vehicles by Multibody Simulation*. Germany: DLR-German Aerospace Center.
- [3] Rao, Singiresu S. 2011. **Mechanical Vibrations Fifth Edition**. Miami: Pearson Education, Inc.
- [4] Fox dan McDonald's. 2011. Introduction to Fluid Mechanics Eighth Edition. Amerika: John Wiley & Sons, Inc.
- [5] N. Sawungsari, 2015. **Pemodelan Dan Analisis Pengaruh Variasi Tekanan Awal Akumulator Terhadap Gaya Redam, Daya Listrik Bangkitan, Dan Respon Dinamis Pada Hydraulic Motor Regenerative Shock Absorber (HMRSA)**. Indonesia: Institut Teknologi Sepuluh Nopember
- [6] Rahmawati, Istina 2016. **Pemodelan dan Analisis Pengaruh Perubahan Parameter Sistem Suspensi Hydro-Pneumatic Terhadap Gaya Redam dan Gaya Pegas Serta Respon Dinamis Mobil**. Indonesia : Teknik mesin ITS
- [7] R.A Putra, Muhammad, 2016. **Pemodelan Dan Analisis Pengaruh Penggunaan Adaptive Shock Absorber Menggunakan Variabel Orifice Terhadap Karakteristik Gaya Redam dan Respon Dinamis**. Indonesia: Institut Teknologi Sepuluh Nopember
- [8] Abid, Haider J., Jie Chen, dan Ameen A. Nassar. 2015. *Equivalent Air Spring Suspension Model for Quarter-Passive Model of Passenger Vehicles*. Iraq: Thi-Qar University.
- [9] Ayu Rachmawati, Tri dan Laksana Guntur, Harus. 2015. **Pemodelan dan Analisa Respon Dinamis dan Energi Bangkitan dari Hydro-Magneto Electric Regenerative Shock Absorber pada Sistem Suspensi Truk dengan**

Kapasitas *Engine* 4000 cc. Surabaya: Institut Teknologi
Sepuluh Nopember Surabaya.

BIODATA PENULIS



Bima Adisetya Putra dilahirkan di Jakarta, 12 Desember 1995 anak yang terlahir dari orangtua terbaik bernama Setiono dan Lilly Aprilya Pregiwati. Riwayat pendidikan penulis diawali di TK Pertiwi VIII Bintara Jaya, Kecamatan Bekasi Barat, Kota Bekasi pada tahun 1999-2001. Penulis melanjutkan pendidikannya di SDN 10 Pagi Jakarta Timur pada tahun 2001-2007, kemudian melanjutkan di SMPN 252 Jakarta Timur pada tahun 2007-2010, kemudian melanjutkan pendidikannya di SMAN 81 Jakarta Timur pada tahun 2010-2013. Selanjutnya penulis melanjutkan pendidikan jenjang S-1 Jurusan Teknik Mesin di Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS) Surabaya melalui jalur SNMPTN Undangan.

Penulis aktif dalam kegiatan akademik maupun organisasi selama perkuliahan. Penulis juga pernah menjadi asisten Laboratorium Perpindahan Panas dan Vibrasi. Dalam organisasi kemahasiswaan, penulis aktif menjadi Staff Divisi Public Relation di Mesin ITS Autosport (MAUTS) pada tahun 2014-2015, kemudian penulis aktif menjadi Kepala Divisi Internal di Mesin ITS Autosport (MAUTS) pada tahun 2015-2016. Motto hidup penulis yaitu “*A vaincre sans peril, on triomphe sans gloire*” menjadikan penulis selalu bersemangat dan berusaha keras untuk mencapai suatu yang diinginkan penulis. Untuk semua informasi dan masukan terkait tugas akhir ini dapat menghubungi penulis melalui email bimadisetya@yahoo.com.